

# Diseño de una máquina para facilitar el cambio de utillaje de un troquel de estampación



Grado en Ingeniería en Diseño Mecánico

## Trabajo Fin de Grado

Cynthia Clemente Miguel

Juan Ignacio Latorre Biel

Tudela, 5 de Mayo de 2020

## **Agradecimientos**

En primer lugar agradecer a mi profesor y tutor D. Juan Ignacio Latorre su ayuda y apoyo a lo largo del desarrollo del presente trabajo.

Agradecer también a la fábrica Ibérica de Suspensiones S.L por la oportunidad que me ha brindado y en especial a D. Mikel Anchorena por su tiempo y apoyo en el diseño del proyecto.

## **Resumen**

En este trabajo fin de grado de ingeniería en diseño mecánico se ha diseñado una máquina que permite el cambio de utillaje de un troquel de una prensa de estampación. La máquina diseñada permite la realización del cambio de utillaje de manera más segura y productiva que el procedimiento actual. La operación de cambio de utillaje es muy frecuente en las líneas de estampación y con esta máquina se reducen los tiempos de cambio y da seguridad a la maniobra. Se ha escogido un accionamiento mecánico mediante husillos unidos por cadenas de rodillos y movidos por un motor eléctrico. En este trabajo también se expondrá un presupuesto detallado para la fabricación de la máquina.

## **Lista de palabras clave**

Troqueles, husillos, cadenas de rodillos, roscas trapeciales.

## **Abstract**

The main aim of this project in mechanical design is to develop a machine that allows changing the tooling of a die of a stamping press. The designed machine allows the tool change to be carried out in a safer and more productive way than the current procedure. The tool change process is very common in the stamping lines. With this machine the change-time is reduced and the movements are safe. A mechanical drive system has been chosen using spindles connected by roller chains and driven by an electric engine. This work will also present a detailed budget in order to know the costs of the manufactured machine.

## **Keywords**

Dies, spindles, roller chains, trapezoidal threads.

# Índice de contenidos

1	Contextualización y planteamiento de la necesidad a resolver .....	2
1.1	Barras estabilizadoras macizas .....	2
1.2	Barras estabilizadoras de tubo .....	4
1.3	Planteamiento de la necesidad a resolver .....	5
2	Objetivos del TFG y especificaciones del producto .....	6
2.1	Objetivos del TFG .....	6
2.2	Especificaciones del producto .....	6
3	Estudio de soluciones alternativas al problema planteado .....	7
3.1	Guiado y posicionamiento .....	7
3.2	Fijación del troquel a la mesa de trabajo .....	9
3.3	Accionamiento para la apertura del troquel .....	12
4	Elección justificada de una solución .....	14
4.1	Fijación del troquel a la mesa de trabajo .....	14
4.2	Accionamiento para la apertura del troquel .....	14
5	Desarrollo de la solución .....	15
5.1	Cálculo del diámetro del husillo .....	15
5.2	Determinación del diámetro máximo que puede tener el husillo para que sea aplicable la ecuación de Euler. ....	15
5.3	Cálculo de velocidades .....	20
5.4	Cálculo del par de accionamiento .....	21
5.5	Cálculo de potencia de accionamiento .....	22
5.6	Determinación de motor y reductora .....	23
5.7	Transmisión por cadena .....	23
5.8	Cálculo de los esfuerzos en el husillo .....	30
5.9	Selección de rodamientos .....	35
5.10	Selección de tornillería .....	36

5.11	Guía de anclaje y placa de empuje .....	39
5.12	Bancada.....	43
5.13	Montaje del husillo .....	44
5.14	Montaje del accionamiento .....	46
5.15	Instalación eléctrica.....	52
6	Cálculo mediante elementos finitos.....	57
6.1	Estudio de la guía inferior.....	57
6.2	Estudio de la placa de empuje .....	61
7	Proceso de fabricación y montaje .....	66
7.1	Listado de piezas .....	66
7.2	Proceso de montaje .....	69
8	Comprobación de especificaciones.....	78
9	Presupuesto .....	79
10	Líneas futuras.....	83
11	Conclusiones.....	84
12	Bibliografía.....	85

# 1 Contextualización y planteamiento de la necesidad a resolver

La empresa Ibérica de Suspensiones S.L. cuenta con una fábrica de barras estabilizadoras para la automoción. Se fabrican barras tanto para turismos como para vehículos industriales. Maneja dos tecnologías muy distintas, barras estabilizadoras de acero macizo y barras tubulares.

Tradicionalmente las barras estabilizadoras se fabricaban a partir de barra maciza, pero cada vez más modelos de vehículos emplean barras estabilizadoras tubulares. Esto es debido al ahorro de material y a su mayor ligereza.

Los procesos de fabricación son muy diferentes en el comienzo, pero una vez conformado y aplicados los tratamientos térmicos, las barras pueden seguir los mismos procesos de pintura y montaje, independientemente de si son macizas o tubulares.

## 1.1 Barras estabilizadoras macizas

El proceso de fabricación que se sigue para las barras estabilizadoras macizas es:



**Estampación y troquelado de las cabezas:** Las barras de acero macizo se introducen en la línea de estampación por paquetes, porque vienen cortadas a la longitud necesaria según la referencia del producto a fabricar. El primer paso es el paso por un horno donde se calienta uno de los lados, que después en la misma línea se estampa. Una vez acabado el paquete se vuelve a introducir girándolo 180 grados para estampar la cabeza del otro lado. Las barras se agrupan en paquetes que se acumulan para seguir el proceso.

**Curvado y temple:** se cargan los paquetes según la referencia a fabricar y las barras se calientan en un horno donde se calientan hasta 800°C. En caliente

pasan primero a la curvadora donde se conforman y después se templan fijadas en plantillas para evitar la deformación.

Una vez frías, se hace una comprobación manual de la forma del 100% de las barras mediante plantilla. Las barras ya conformadas se acumulan para ser granalladas.

**Granallado:** se cuelgan las barras en una granalladora de gancho similar a la de la imagen, donde se les elimina la tensión superficial a las barras, mejora la resistencia a fatiga y ayuda a que posteriormente la pintura se adhiera con mayor facilidad.



*Ilustración 1 Granalladora de gancho [1]*

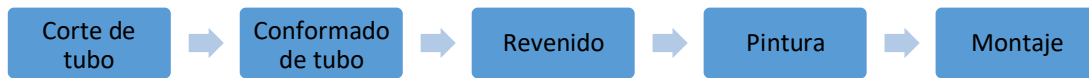
**Pintura:** Las barras se cargan en las orugas de pintura y tras atravesar los túneles de pintura y secado, se acumulan en contenedores especiales para ser posteriormente montadas.

**Montaje:** Cada referencia puede exigir un montaje de los silentblocks de anclaje al chasis del vehículo diferente. En algunas referencias solo se monta un clinch metálico, en otras el silentblock se vulcaniza, en otras va pegado y en otras van a presión. Por lo tanto la producción se distribuye en células de trabajo según el montaje. Una misma célula es capaz de montar barras de referencias diferentes siempre que se realice un cambio de utillaje. Al cambiar de referencia es necesario sustituir parte de los útiles de las máquinas de la célula.



## 1.2 Barras estabilizadoras de tubo

El proceso que siguen las barras de tubo es algo diferente:



**Corte de tubo:** Se parte de tubo calibrado. Los tubos llegan a la fábrica en paquetes con el diámetro y espesor requerido por cada referencia. Al contrario que las barras macizas, los tubos vienen con una longitud de suministro estándar. El primer paso es cortar los tubos a la medida requerida por cada referencia. Los tubos se cortan en una máquina tronzadora a la medida requerida.

**Conformado de tubo:** La fábrica dispone de seis líneas de conformado de tubo donde entran las barras previamente cortadas y salen de la línea curvadas y templadas. Las líneas de tubo recogen los siguientes procesos:



**Curvado:** Se realiza en frío mediante una curvadora Wafios como la de la imagen que conforma la barra según la referencia.



Ilustración 2 Curvadora Wafios [2]

**Temple:** las barras curvadas se calientan por resistencia y después se templan en agua.

**Estampación:** Las barras templadas pasan a la zona de estampación donde las manipula un robot. Primero introduce los extremos en dos hornos pequeños de inducción para destemplar las cabezas. El mismo robot coloca un lado de la barra en la prensa, donde se estampa y troquea una cabeza, luego gira la barra 180

grados y se repiten las operaciones para la otra cabeza. Una vez estampados los extremos, las deja en una rampa donde se almacenan antes de que un operario revise todas las barras mediante una plantilla de forma y un calibre pasa-no pasa para los agujeros.

**Revenido:** Las barras entran en hornos para aplicarles el tratamiento térmico de revenido. El revenido se realiza en hornos discontinuos.

Los procesos de pintura y montaje son iguales que en las barras macizas.

### **1.3 Planteamiento de la necesidad a resolver**

Durante el desarrollo de las prácticas extracurriculares en la fábrica Ibérica de Suspensiones S.L. en Alsasua, se detectó la conveniencia de disponer de una máquina auxiliar que facilitara el cambio de utillaje de un troquel por razones de seguridad y de productividad.

Una operación frecuente en las líneas de estampación de tubo es el cambio de troqueles ya sea para labores de reparación, mantenimiento o simplemente por cambio de referencia de barra. En cada una de las seis líneas se fabrican distintas referencias y se programan cambios de las mismas con una periodicidad de uno o dos días.

El cambio de troquel supone la parada de la prensa, la extracción del troquel y su apertura para el mantenimiento o desmontaje de punzón y matriz. Actualmente las dos partes del troquel se separan por fuerza humana. Esta máquina se ha diseñado para facilitar la apertura del troquel. En estos momentos no existe una máquina auxiliar como la diseñada que ayude a abrir el troquel de estampación de manera controlada y segura para el cambio de utillaje. Al mismo tiempo se reducen los tiempos de parada y de mano de obra porque se evitan parte de los problemas que surgen al separar los troqueles (enclavamientos y atascos).

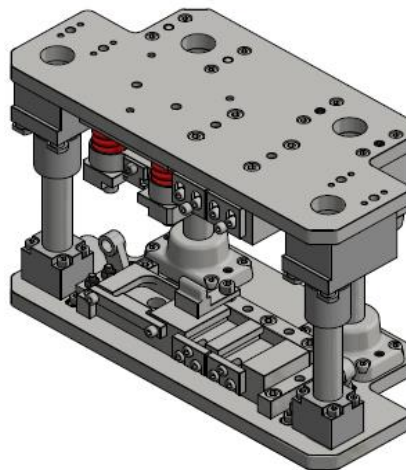
En el diseño se ha tenido en cuenta que el ambiente es poco limpio debido a los baños de temple, la cascarilla de acero y grasa procedente de las curvadoras que lo impregnan todo. Por eso la máquina se diseña pretendiendo ser robusta, sencilla y de fácil limpieza y mantenimiento.

## 2 Objetivos del TFG y especificaciones del producto

### 2.1 Objetivos del TFG

El objetivo de este trabajo fin de grado es diseñar una máquina que facilite el cambio de utillaje de los troqueles de estampación de una línea de fabricación en serie de barras estabilizadoras de tubo. Su función fundamental es abrir el troquel de manera controlada y segura para facilitar al ajustador el cambio interno de utillajes.

La máquina se ha diseñado para abrir un troquel tipo diseñado por Ibérica de Suspensiones S.A. como por ejemplo el llamado “Troquel de estampación Renault conjunto 4 columnas”, que responde al número de plano ME-180-0100.00B. La vista en isométrico se aprecia a continuación.



*Ilustración 1 Troquel de estampación Renault conjunto 4 columnas [3]*

### 2.2 Especificaciones del producto

Debe ser capaz de separar de forma controlada y segura las dos placas del troquel de manera paralela al menos 250mm venciendo una resistencia de 2104N.

### **3 Estudio de soluciones alternativas al problema planteado**

La apertura del troquel, que es el objetivo de esta máquina, es una de las tareas necesarias en un cambio de referencia en las líneas de tubo.

En esta fábrica cuando esto se produce los pasos para desmontar el troquel que se siguen son:

- Soltar el troquel de la prensa.
- Traspasarlo a la mesa de trabajo.
- Fijar el troquel a la mesa o a la bancada.
- Levantar manualmente mediante palancas y mazos para poder abrir el troquel y retirar la placa superior pudiendo acceder a los punzones y matrices que se deben cambiar.

Para mejorar el proceso dando seguridad, ergonomía y rapidez, se plantean las siguientes premisas de diseño:

- Posicionamiento: situar el conjunto para que el mecanismo de alzado actúe de la manera esperada.
- Fijación: la fijación es imprescindible para poder ejercer fuerza sobre la placa superior con objeto de levantarla. Si no existiese fijación, se levantaría todo el conjunto.
- Accionamiento: para evitar que sea una tarea física y poco segura se debe pensar en algún tipo de accionamiento.

En los siguientes apartados se describen algunas alternativas estudiadas para dar solución a las necesidades de la máquina.

#### **3.1 Guiado y posicionamiento**

Una vez se coloca el troquel sobre la mesa de trabajo es necesario posicionar la pieza en el lugar preciso para que el dispositivo pueda accionarse y se pueda abrir el troquel.

Como ayuda al posicionamiento se contempla la posibilidad de utilizar algún tipo de guiado.

### 3.1.1 Bridas de posicionamiento

Las bridas de posicionamiento o centrado permiten colocar la pieza en posición con una elevada repetitividad. A priori podrían ser una solución válida si no fuera porque resultan ser sistemas mecánicos delicados y sensibles a la suciedad que como ya se ha comentado anteriormente está presente en la zona de trabajo. Además tal vez resulten demasiado delicadas para trabajar con piezas pesadas como son éstos troqueles. Por otra parte exigen acceso para poder roscarlas y cuando el troquel está bajado no deja el espacio necesario.

Un ejemplo comercial son las bridas de centrado de la casa Norelem como las que se muestran en la imagen.



*Ilustración 2 Bridas de centrado 03165 casa Norelem. [4]*

Por todos los inconvenientes expuestos se decide no emplear bridas de centrado.

### 3.1.2 Casquillo guía

Se podrían emplear dos casquillos guía para posicionar el troquel con absoluta repetitividad como es frecuente usar en el montaje de culatas y cajas de cambio en la industria de la automoción. En la fotografía se ilustra un ejemplo de uso, se trata de la culata de un motor.



*Ilustración 3 Casquillos guía en una culata de motor [5]*

Un inconveniente de esta solución es que obliga a mecanizar todas las placas inferiores de los troqueles, esto supone a priori un sobre costo de mecanizado

pero además el material de las mismas es acero templado lo que encarece aún más el proceso. Otro inconveniente es el posicionamiento del troquel sobre los casquillos, se une el peso del propio troquel y la dificultad de su manipulación al sacarlo de la prensa y colocarlo sobre los casquillos. Y todo eso sin tener en cuenta en que el posicionamiento de los taladros puede no ser adecuado en alguno de los casos.

### **3.1.3 Marco fijo atornillado**

Para posicionar con éxito el troquel se debe centrar la placa móvil inferior. Un sistema sencillo es fabricar un marco fijo mediante cuadradillos atornillados a la mesa de trabajo. Teniendo dos cuadradillos a los laterales de guías y uno al fondo como tope.

Este sistema es robusto y al tener una unión atornillada permite el desmontaje rápido en caso de que el troquel se cruce quedando atrapado y mal colocado.

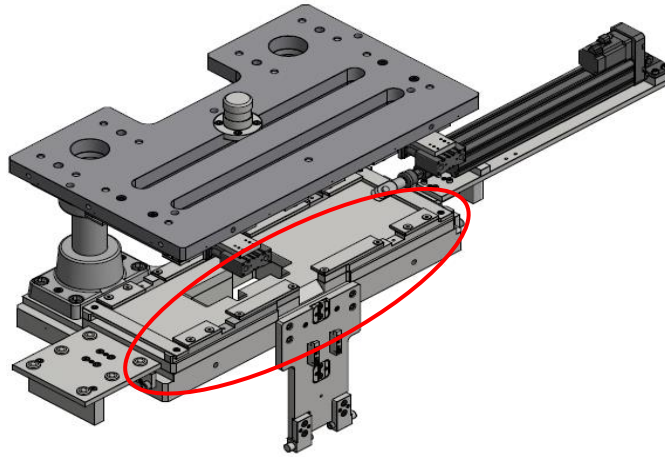
## **3.2 Fijación del troquel a la mesa de trabajo**

Otro problema que se presenta es el amarre del troquel a la mesa de trabajo o bancada. Se debe fijar a la placa móvil inferior. Las dimensiones generales de esta placa son 495x230x20 como pueden verse en plano anexo ME-180-0101.02.

### **3.2.1 Sistema guiado**

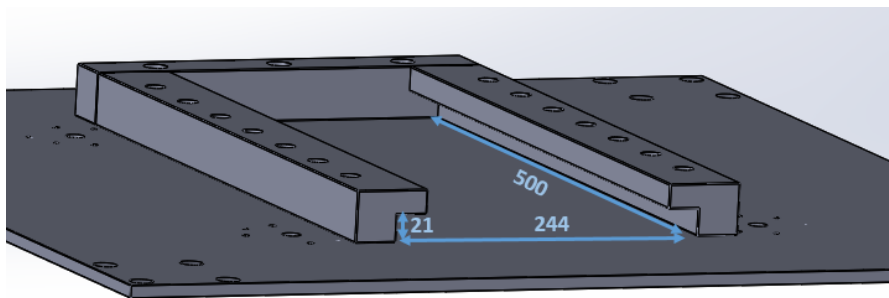
Resulta una variación de la idea presentada en el punto anterior “marco fijo atornillado”. La modificación consiste en sustituir los cuadradillos simples del marco por piezas dotadas de una pestaña en la parte superior que además de guiar fije la placa.

Esta idea surge al revisar la manera de amarre del troquel dentro de la prensa. El troquel va montado en un porta troquel y es este quién lo amarra en los golpes de prensa. A continuación se ilustra el portatroquel indicando el sistema de guías.



*Ilustración 4 Porta troquel 4 columnas [3]*

Las dimensiones globales de las guías deben ser un poco superiores a las de la placa móvil inferior de modo que permitan el amarre y la colocación de la pieza en la posición correcta con la holgura mínima necesaria para permita deslizar el troquel hasta su posición de trabajo. En longitud total es de 500mm, 5 mm más que la de la pieza. La separación de las guías deberá ser 244mm (con siete mm como margen de holgura). Por último, las guías deben salvar una altura de 21mm (un milímetro como margen de holgura). En la siguiente imagen en perspectiva se aprecian las medidas citadas.



*Ilustración 4 Guías inferiores y tope trasero con medidas de separación*

Con esta alternativa simultáneamente se da solución a los problemas de posicionamiento, guiado y al de amarre.

### 3.2.2 Anclaje mediante bridas de sujeción

En los centros de mecanizado y fresadoras se emplean varios tipos de bridas para fijar las piezas a las mesas y carros. Se ha pensado en esta idea para fijar el troquel a la máquina. Podrían usarse algunas de estas opciones:

- Brida de horquilla escalonada.



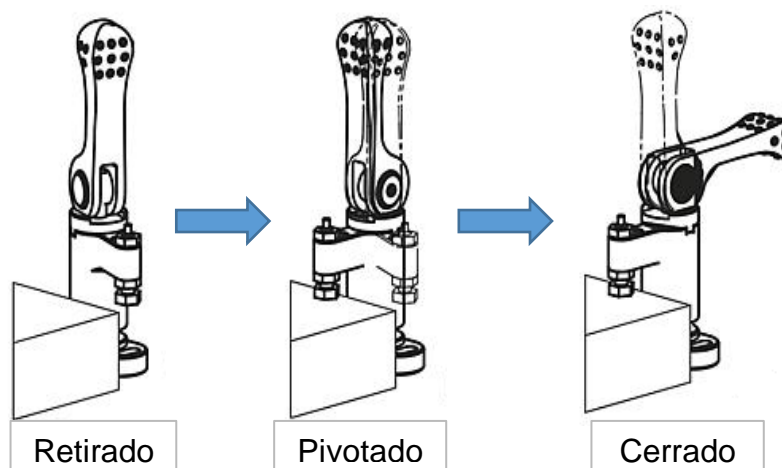
*Ilustración 5 Brida de horquilla escalonada de Unceta [6]*

- Brida pivotante con bloqueo rápido.



*Ilustración 6 Brida pivotante con bloqueo rápido de Norelem [4]*

En la siguiente figura se ilustra el funcionamiento de la brida.



*Ilustración 7 Funcionamiento de la brida pivotante de la cada Norelem [4]*

La fijación mediante bridas asegura el anclaje pero no soluciona el posicionamiento. Sin embargo, la solución de sistema guiado satisface ambas necesidades.



### 3.3 Accionamiento para la apertura del troquel

El objetivo fundamental de la máquina es abrir el troquel de manera controlada para facilitar el cambio de utillaje del mismo. Garantizando vencer la resistencia que pueda encontrar, produciendo un desplazamiento paralelo para evitar que se acúñe o bloquee el mecanismo y el propio troquel.

#### 3.3.1 Determinación de la fuerza necesaria para abrir el troquel.

Para calcular la fuerza necesaria que se debe asegurar, se ha realizado una prueba con un cilindro neumático cuyo diámetro es de 63mm. Se ha observado que el troquel comienza a abrirse a la presión de 4,5 bares.

Cambiando las unidades a S.I. y calculando el área del cilindro se tiene una presión de 0,45 N/mm<sup>2</sup> y un área de 3.117,25 mm<sup>2</sup>.

Se aplica la ecuación del cálculo de la fuerza teórica de un cilindro neumático, siendo la fuerza teórica la fuerza del émbolo.

$$Fuerza_{Teórica} = Área \times Presión$$

Sustituyendo con los datos se obtiene una fuerza teórica de 1.402 N.

A dicha fuerza teórica se le aplicará un coeficiente de seguridad de 1,5 por lo tanto la fuerza mínima que se debe conseguir es de 2.104 N.

$$Fuerza_{mínima} = 2.104 \text{ N}$$

#### 3.3.2 Alternativas para el accionamiento

El sistema para abrir el troquel podría ser de accionamiento manual, neumático, hidráulico o mecánico. A continuación se explican las distintas alternativas valoradas.

##### 3.3.2.1 Accionamiento manual

Puede accionarse el mecanismo mediante palancas o gatos de accionamiento manual. Esta alternativa obliga a que la fuerza mínima sea vencida por el operario y debe ser aplicada de forma paralela a la base de manera simultánea en los puntos de aplicación. Todo ello conlleva a que sea una propuesta poco ergonómica para el operario y de difícil manipulación al tener que abrir el troquel de manera paralela y simultánea para que no quede bloqueado.

### **3.3.2.2 Accionamiento neumático**

Se trata de emplear un conjunto de cilindros neumáticos de simple efecto (accionamiento por presión, retorno por muelle).

Tiene la ventaja de su simplicidad y de que en cualquier instalación industrial se dispone de suministro de aire comprimido.

Este tipo de accionamiento no asegura un desplazamiento paralelo, puesto que en caso de encontrar una resistencia mayor en uno de los cilindros este podría detenerse mientras el resto avanza produciendo un bloqueo de la pieza.

Todo ello se resume en que el accionamiento neumático no asegura una apertura paralela pudiendo quedar el troquel bloqueado, haciendo inútil la máquina y generando un problema mayor.

### **3.3.2.3 Accionamiento hidráulico**

En este caso se utilizan cilindros hidráulicos en lugar de neumáticos, como en el apartado anterior, también pueden ser de simple efecto.

El sistema de mando es un poco más complejo al exigir retornos de mando y de fugas, además de necesitar un grupo hidráulico que exige una fuente de energía neumática o eléctrica.

Por otra parte aunque garantiza una mayor progresividad y uniformidad en el desplazamiento no se garantiza que éste sea paralelo por lo tanto se produce el mismo problema de bloqueo.

### **3.3.2.4 Accionamiento mecánico por husillos**

En este accionamiento se usa un conjunto de husillos que giran simultáneamente accionados por una cadena arrastrada por un motor eléctrico.

Se garantiza el paralelismo del desplazamiento del troquel por el giro simultáneo de todos los husillos. Permite repartos desiguales de carga, ejerciendo cada husillo una fuerza igual a la resistencia encontrada en cada uno. No se produce el bloqueo de la pieza porque el desplazamiento es siempre paralelo aunque la carga en ese momento no esté repartida uniformemente.

## **4 Elección justificada de una solución**

### **4.1 Fijación del troquel a la mesa de trabajo**

La alternativa elegida es el sistema guiado porque es la solución más robusta y sencilla, además soluciona dos problemas en uno. Por una parte amarra el troquel a la bancada y por otro coloca el troquel en la posición correcta.

Al ser desmontable mediante uniones atornilladas este sistema lo hace idóneo ante posibles atrapamientos del troquel dentro de la máquina.

La fijación por bridas de mecanizado se descarta porque sólo da solución a la fijación y quedaría pendiente dar solución al posicionamiento.

### **4.2 Accionamiento para la apertura del troquel**

Evaluada las alternativas examinadas en el capítulo anterior se elige la opción de accionamiento mecánico mediante husillos. Es la opción que asegura un accionamiento controlado y paralelo. El giro simultáneo de todos los husillos asegura el desplazamiento paralelo de la placa sin importar el reparto de cargas entre ellos en cada instante, por lo que se evita que se bloquee el troquel en su apertura por bloqueo de sus guías. Además se trata de una alternativa sencilla y robusta.

## **5 Desarrollo de la solución**

### **5.1 Cálculo del diámetro del husillo**

En este apartado se recogen los cálculos en los que se basan la elección del diámetro del husillo.

Primero se determina el diámetro máximo que puede tener el husillo para que sean aplicables las ecuaciones de Euler en las que se tiene en cuenta el pandeo. En el segundo cálculo se comprueba el diámetro mínimo teniendo en cuenta únicamente compresión pura. A la vista de los resultados en el tercer cálculo se calcula el diámetro mínimo mediante la ecuación de Euler.

### **5.2 Determinación del diámetro máximo que puede tener el husillo para que sea aplicable la ecuación de Euler.**

En el este apartado se calcula el diámetro máximo por debajo del cual se debe tener en cuenta el fenómeno de pandeo y por lo tanto calcular el diámetro final del husillo a través de la ecuación de la carga crítica de Euler.

Dentro de los cinco casos fundamentales de pandeo se escoge el caso empotrado-articulado porque se considera que en los extremos del husillo se tiene una tuerca (apoyo empotrado) y en el otro un rodamiento (apoyo articulado).

En cuanto al material del husillo se escoge acero DIN 42CrMo4 (1.7225 / F1252 / AISI4140). Se trata de un acero aleado con alta resistencia y tenacidad, además lleva un tratamiento de bonificación lo que hace su soldabilidad compleja. Este material se emplea en ingeniería mecánica y automotriz para la construcción de ejes, cigüeñales, muñequillas. Todo esto garantiza unas buenas cualidades al husillo. Partiendo de una pieza forjada su límite elástico  $f_y=650\text{MPa}$ .

Datos y nomenclatura:

- Longitud del husillo  $L=300\text{mm}$
- Longitud de pandeo  $L_K=\beta \cdot L=0,7 \cdot 300\text{mm}=210\text{mm}$
- Constante elástica para los aceros  $E=210\text{GPa}$
- Esbeltez  $\lambda$
- Tensión crítica de Euler  $\sigma_{cr}$

- Carga crítica  $N_{CR}$

La tensión crítica de Euler es la tensión de compresión que se origina en una columna cuando sobre ella actúa una carga crítica.

Si se sustituye el valor de la carga crítica por el radio de giro mínimo ( $i_{min}$ ) como propiedad de la sección transversal y la esbeltez como parámetro adimensional tenemos que la tensión crítica es:

$$\sigma_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

La tensión crítica de Euler que marca el valor de la carga a partir del cual ocurre el fallo a pandeo no puede superar la tensión límite elástica a partir del cual se dan las deformaciones permanentes del material. Si se iguala la tensión crítica de Euler con la tensión límite elástica se obtienen los valores de esbeltez límite.

$$\sigma_{CR} = f_y = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

Despejando la esbeltez y sustituyendo los datos se tiene:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{f_y}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 Pa}{650 \cdot 10^6 Pa}} = 56,468$$

Si se expresa la esbeltez en función de radio mínimo de giro ( $i_{min}$ ) y de la longitud de pandeo se tiene:

$$\lambda = \frac{L_K}{i_{min}}$$

Se desarrolla el radio de giro mínimo para una sección circular siendo  $I_z$  momento de inercia respecto al eje z, A área, R radio y D diámetro:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_z}{A}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot R^4}{4 \cdot \pi \cdot R^2}} = \sqrt{\frac{R^2}{4}} = \frac{R}{2} = \frac{D}{4}$$

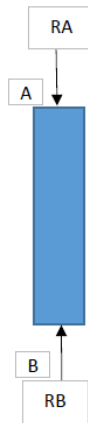
Relacionando ambas expresiones y sustituyendo valores se tiene:

$$D = \frac{L_K \cdot 4}{\lambda} = \frac{210mm \cdot 4}{56,468} = 14,875mm$$

Por lo tanto si el diámetro del husillo es menor que 14,875mm se debe tener en cuenta el pandeo.

### 5.2.1 Determinación del diámetro a compresión pura

Se explica el cálculo a compresión pura teniendo una carga máxima mayorada  $R_A$  de 2104N y una tensión admisible  $\sigma_{adm}$  dada por el material de 275 MPa.



*Ilustración 8 Representación de las cargas en un husillo*

Teniendo en cuenta compresión pura se tiene:

$$R_A = \sigma_{adm} \cdot A$$

Se calcula el diámetro mínimo sabiendo que la sección (A) es circular:

$$D = \sqrt[2]{\frac{R_A \cdot 4}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt[2]{\frac{2104N \cdot 4}{\pi \cdot 275 \frac{N}{mm^2}}} = 3,12mm$$

Como el diámetro del husillo a compresión pura (3,12mm) es menor que el diámetro mínimo para descartar pandeo (14,875mm) se debe calcular el diámetro del husillo teniendo en cuenta las ecuaciones a pandeo de Euler.

### 5.2.2 Cálculo del diámetro del husillo mediante las ecuaciones a pandeo de Euler

La fórmula para el cálculo de la carga crítica de pandeo ( $N_{CR}$ ) es:

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{L_K^2}$$

Este caso, como ya se ha mencionado, es articulado-empotrado, por lo tanto la longitud de pandeo  $L_K$  será:

$$L_K = \beta \cdot L = 0,7 \cdot 537mm = 375,9mm$$

El momento de inercia mínimo ( $I_{min}$ ) para una sección circular es:

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

Sustituyendo el momento de inercia mínimo en la ecuación de la carga crítica de pandeo y despejando el diámetro D se obtiene:

$$D = \sqrt[4]{\frac{N_{CR} \cdot 64 \cdot L_K^2}{\pi^3 \cdot E}}$$

Sustituyendo los datos:

$$D = \sqrt[4]{\frac{2104N \cdot 64 \cdot 375,9mm^2}{\pi^3 \cdot 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}}} = 7,35mm$$

Conclusión el diámetro del núcleo debe ser superior a 7,35mm.

### 5.2.3 Dimensionado por esfuerzo axial de husillo y tuerca

Este criterio permite determinar las dimensiones mínimas de la rosca para soportar las sollicitaciones axiales.

Se comienza por determinar el husillo la tuerca en función de la resistencia a cortadura y desgaste de la tuerca.

Materiales empleados del catálogo de TECNOPOWER.

#### Condiciones operativas:

- Material de la tuerca: bronce 85/15
- Carga axial  $R_A=2104N$

La condición que limita la capacidad de transmisión del husillo-tuerca es la presión de contacto máxima ( $P_{SM}$ ) que para tuercas de bronce es de  $5N/mm^2$ . Por tanto la sección ( $S_{SN}$ ) necesaria para absorber la carga prevista es:

$$S_{SN} = \frac{R_A}{P_{SM}} = \frac{2104N}{5 \frac{N}{mm^2}} = 420,8mm^2$$

Se consulta el catálogo de TECNOPOWER escogiendo la tuerca NFEFM 123 fabricada en bronce cuya superficie de apoyo es  $400mm^2$ . Se elige dicha tuerca considerando que las condiciones de cálculo son extremas y teniendo en cuenta que trabajan los cuatro husillos.

Por tanto, la rosca mínima debe ser TR12x3.

#### 5.2.4 Selección del husillo y de la tuerca

Las dimensiones mínimas de rosca trapecial para superar los criterios descritos anteriormente es TR12x3 puesto que su diámetro del núcleo es 8,5mm y las exigencias son:

Tabla 1 Criterios del diámetro de núcleo mínimo del husillo

CRITERIO	DIÁMETRO DEL NÚCLEO MÍNIMO(mm)
Compresión	3,12
Pandeo	7,35

Además satisface el criterio de carga axial sobre la tuerca.

##### 5.2.4.1 Tuerca escogida

Se elige tuerca con brida porque facilita el montaje atornillado en la placa de empuje. Consultados varios catálogos se escoge la tuerca NFEFM 123 de la casa Ternopower.

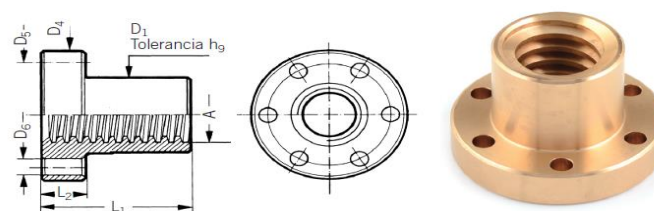


Ilustración 10 Tuerca de accionamiento escogida NFEFM de la casa Ternopower [7]



Código	$\phi \times \text{paso}$	Dimensiones (mm)						Peso (kg)	At (mm <sup>2</sup> )
		D <sub>1</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	6 × D <sub>6</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>		
NFEFM 123	12×3	28	48	38	6	35	12	0,276	400

Ilustración 9 Características geométricas de la tuerca NFEFM123 de Tecnopower [7]

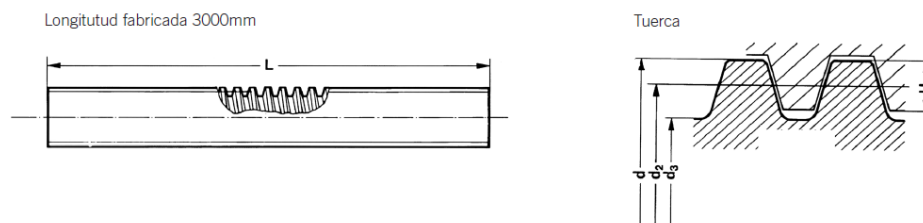
#### 5.2.4.2 Husillo escogido

Según los cálculos anteriores el diámetro del núcleo del husillo debe ser superior a 7,35mm por ello se consulta el catálogo de Tecnopower y se escoge el husillo de referencia RTS 1203 ya que tiene un diámetro de núcleo de 8,5mm. Se trata de un husillo de rosca trapezoidal.

### HUSILLOS TRAPECIALES LAMINADOS RTS

MATERIAL: 1.0503 (C45)

CALIDAD DE LA ROSCA: 7e



#### LAMINADO

Código	Dimensiones					Eficiencia (1)		Precisión μm/ 300 mm	Rectitud mm/mm	Momento de inercia (mm <sup>4</sup> )	Peso (kg/m)
	$\phi \times \text{paso}$	d <sub>1</sub> (4h)	d <sub>2</sub> (7e)	d <sub>3</sub> (7h)	H <sub>1</sub>	f = 0,1	f = 0,2				
RTS 1203	12×3	12	10,415	8,500	1,5	0,47	0,31	100	0,5/300	215	0,65

Ilustración 10 Características del husillo escogido de la casa Tecnopower [7]

Las características el material del husillo (C45) satisfacen las condiciones de cálculo, su límite elástico es de al menos 2 [8]75MPa.

## 5.3 Cálculo de velocidades

### 5.3.1 Velocidad máxima admisible

Está condicionada por el desgaste de la tuerca que limita la vida útil del conjunto.

El facto  $V_{PC}$  relaciona la presión de contacto con la velocidad de desplazamiento para una vida útil razonable.

En el manual de cálculo de Talleres Baiz [9], para el material de la tuerca, bronce, el factor  $V_{PC}$  es igual a 400N·m/(min·mm<sup>2</sup>). Por tanto la velocidad tangencial máxima ( $V_{max}$ ) es:

$$V_{max} = \frac{V_{PC}}{P_{SM}} = \frac{400 \frac{N \cdot m}{min \cdot mm^2}}{5 \frac{N}{mm^2}} = 80 \frac{m}{min}$$

Esto permite calcular la velocidad de giro máxima admisible ( $n_{max}$ ) para la rosca.

$$n_{max} = \frac{v_{max}}{\pi \cdot \left(D_{max} - \frac{P}{2}\right)}$$

$$n_{max} = \frac{80 \frac{m}{min} \cdot 100 \frac{mm}{m}}{\pi \cdot \left(12mm - \frac{3mm}{2}\right)} = 2.425,22 \text{ rpm}$$

En ningún caso se podrá superar un régimen de giro mayor que 2.425,22rpm.

### 5.3.2 Determinación de la velocidad de giro del husillo

Se necesita un desplazamiento lento para anticiparse a posibles problemas como acunamiento del troquel o de las guías. La longitud de los husillos es de 250mm y se estima un tiempo de elevación de 20 segundos.

Para un paso de 3mm esto supone:

$$n^{\circ} \text{ de vueltas de husillo} = \frac{\text{desplazamiento}}{\text{paso}} = \frac{250mm}{3mm} = 83,3 \text{ vueltas}$$

Así que la velocidad de giro ( $n$ ) debe ser:

$$n = \frac{n^{\circ} \text{ de vueltas}}{min} = \frac{83,3}{\frac{20}{60}} = 250rpm$$

Puesto que el régimen de giro del husillo es casi 10 veces menor que el régimen de giro máximo de la tuerca (2.425,22rpm), la velocidad de trabajo calculada es adecuada para los husillos y tuercas escogidos.

## 5.4 Cálculo del par de accionamiento

### 5.4.1 Cálculo del par de accionamiento mediante la eficiencia

Se utiliza el ángulo de la inclinación de la rosca ( $\beta$ ) y el ángulo de fricción ( $\beta_f$ ) para determinar la eficiencia ( $E$ ) en la transmisión de movimiento.

Para la rosca trapecial  $\beta_f$  es igual a:

$$\beta f = \mu \cdot \pi \cdot 0,7 = 0,1 \cdot \pi \cdot 0,7 = 0,212$$

El ángulo de inclinación de la rosca  $\beta$  es igual a:

$$\tan \beta = \frac{p}{\pi \cdot D_{medio}} = \frac{p}{\pi \cdot \left(D_{max} - \frac{p}{2}\right)} = \frac{3}{\pi \cdot (12 - 1,5)} = 0,091$$

La eficiencia en la transmisión depende de estos ángulos y se calcula como:

$$E = \frac{\tan \beta}{\tan \beta + \beta f} = \frac{0,091}{0,091 + 0,212} = 0,3$$

Aplicando la eficiencia al cálculo del par de accionamiento (T) es igual a:

$$T = \frac{R_A \cdot p}{\pi \cdot E} = \frac{2104N \cdot 3mm}{2000 \frac{mm}{m} \cdot \pi \cdot 0,3} = 3,348Nm$$

Que es un par modesto debido a la desmultiplicación del movimiento.

#### 5.4.2 Reversibilidad

Ya que la tangente del ángulo de la hélice ( $\tan \beta = 0,091$ ) es menor que la tangente del ángulo de fricción ( $\tan \rho = 1,07 \cdot \mu = 1,07 \cdot 0,1 = 0,107$ ) la rosca es irreversible. Por lo tanto no existe la preocupación de que la placa descienda por su propio peso.

### 5.5 Cálculo de potencia de accionamiento

La potencia necesaria para el accionamiento (P) depende del par a vencer y del régimen de giro. Por tanto:

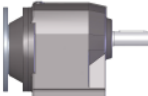
$$P = \omega \cdot T = \frac{250rpm \cdot 3,348Nm}{9,550 \frac{s \cdot vuelta}{min \cdot rad}} = 87W = 0,087KW$$

Se buscará un motor eléctrico que proporcione una potencia ligeramente superior a esta para evitar sobrecargas en el mecanismo. Se ajustará el guardamotor para que el par de accionamiento no supere en exceso el valor de cálculo. Esto protege tanto el mecanismo al limitar el par como el propio motor al limitar la intensidad de corriente máxima de trabajo.

## 5.6 Determinación de motor y reductora

Consultando los catálogos disponibles se selecciona la opción de emplear una motorreductora del fabricante Cidepa, en concreto el modelo MRH-71 0,16/0,25 CV B3.

Tabla 2 Características técnicas de la motorreductora escogida [8]



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Referencia	MRH-71/355 0,25 B3
CV Instalados	0,25
Kw Instalados	0,18
Relación	4,0
Accionamiento	Motor Cidepa B-5
Montaje	Patas
Tamaño	71
Factor de servicio	2,00
Par nominal Kpm	0,49
RPM salida	355,00
Rendimiento	96,00
Relación exacta	4,02
Peso	18,30 Kg.

Esta reductora tiene una salida de 355rpm por lo que el mecanismo contará con una segunda reducción por cadena para conseguir las 250rpm deseadas.

## 5.7 Transmisión por cadena

La transmisión debe cumplir dos condiciones. La primera es que el giro de todos los husillos debe ser sincronizado. La segunda es que se debe accionar varios husillos separados entre sí. Desechando el empleo de cascada de engranajes debido a su elevadísimo coste, quedan dos alternativas razonables: cadena de rodillos o correa dentada.

Se descarta la correa dentada porque es menos rígida y menos robusta, no puede tener contacto con grasa y en general su vida útil es menor que la de una cadena. Al ser ligeramente elástica sometida a altas cargas produce pequeños desfases entre las ruedas conductoras y las conducidas que podría favorecer el

acuñamiento. Además la cadena de rodillos se puede montar de cualquier longitud mientras que en la correa se está limitado a las longitudes comerciales.

Por todo ello se escoge la cadena de rodillos.

La motorreductora elegida en capítulo anterior tiene un régimen de salida de 355rpm, pero como queda calculado en el apartado 5.3.2 el régimen de giro necesario en el eje del husillo es de 250rpm. Para conseguir la reducción necesaria se emplea una transmisión primaria con una rueda conductora de 14 dientes y una conducida de 20.

La relación de transmisión (i) necesaria se calcula como:

$$i = \frac{\text{velocidad salida}}{\text{velocidad entrada}} = \frac{250 \text{ rpm}}{355 \text{ rpm}} = 0,7$$

La relación de transmisión también se expresa como una relación entre los dientes de los piñones involucrados, dicha relación es:

$$i = \frac{n^{\circ} \text{ dientes del piñón conductor}}{n^{\circ} \text{ de dientes del piñón conducido}}$$

La potencia y el par a transmitir son muy bajos, se empieza a comprobar por tanteo si aguanta la cadena de rodillos simples de paso más pequeño. Se elige la cadena del catálogo Causer, es la cadena ISO 606 04-1 con 6mm de paso. En la siguiente ilustración se muestran las características de la cadena:

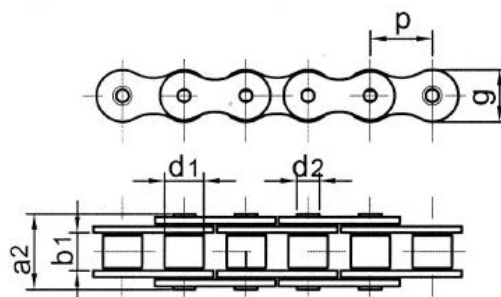


Ilustración 11 Cadena simple de rodillos ISO 606 04-1 fabricante Causer [10]

En la tabla siguiente se encuentran los datos para la cadena ISO 606 04-1:

Tabla 3 Características de la cadena ISO 606 04-1 [10]

Nombre de la cadena simple	ISO 606 04-1
Paso (p)	6 mm
b1 mínimo	2,8 mm
d2	1,85 mm
d1 máximo	4 mm
a2 máximo	7,4 mm
g máximo	5 mm
Carga de rotura mínima (Fb)	3 kN

Para cerrar la cadena se emplea el eslabón de unión que puede ser entero (en la imagen a la izquierda) o de media malla (a la derecha).

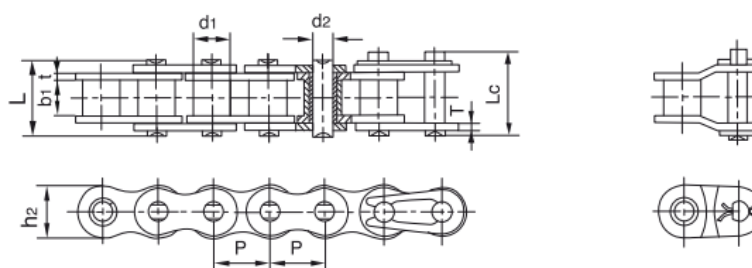


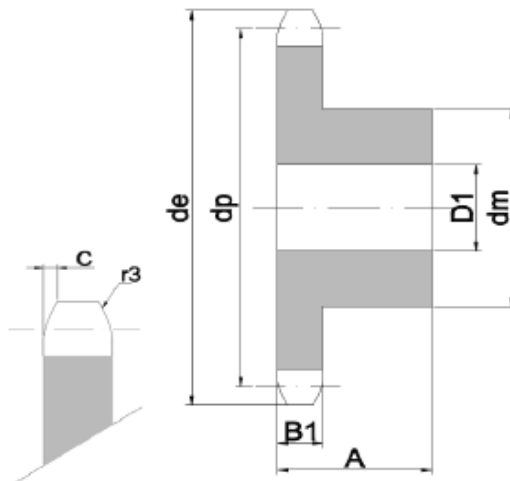
Ilustración 12 Eslabones de unión para la cadena [11]

### 5.7.1 Selección de discos y piñones

Se revisan varios catálogos de cadenas y piñones comerciales y se opta por los de la marca Causer (distribuido por Roller). En función de los piñones disponibles se reajusta la ecuación anterior multiplicando por 20 para conseguir un número de dientes disponible. La relación de transmisión queda:

$$i = \frac{14}{20}$$

Para la rueda conductora se escoge un piñón para cadena de rodillos simple con número de dientes igual a 14. Perteneciente a la norma ISO 606. En las imágenes siguientes se observan las características y dimensiones del piñón conductor:



*Ilustración 13 Plano constructivo del piñón conductor  $Z=14$  [10]*

Las características del piñón conductor se recogen en la siguiente tabla:

*Tabla 4 Características del piñón conductor  $z=14$  [10]*

Característica	Valor
Radio diente ( $r_3$ )	6 mm
Ancho de curva (C)	0,7 mm
Ancho diente (B1)	2,6 mm
Número de dientes (Z)	14
Diámetro exterior ( $d_e$ )	29.2 mm
Diámetro primitivo ( $d_p$ )	26,96 mm
Diámetro del cubo ( $d_m$ )	20 mm
Diámetro del agujero para el eje (D1)	6 mm
Ancho (A)	10 mm
Peso (kg.)	0,03 kg

Se ha escogido un disco de 20 dientes, paso 6mm, de diámetro primitivo 38,34mm. Norma ISO 606.

Se acopla al eje de la motorreductora mediante una pieza mecanizada (bujes piñón 20).

Las características del disco de 20 dientes son:

Tabla 5 Características del piñón conducido  $z=20$  [10]

Características	Valor
Radio diente ( $r_3$ )	6 mm
Ancho de curva (C)	0,7 mm
Ancho diente (B1)	2,6 mm
Número de dientes (Z)	20
Diámetro exterior ( $d_e$ )	40,7 mm
Diámetro primitivo ( $d_p$ )	38,34 mm
Diámetro del cubo ( $d_m$ )	20 mm
Diámetro del agujero para el eje (D1)	8 mm
Ancho (A)	13 mm
Peso (kg.)	0,04 kg

A continuación se comprueba si resisten la cadena escogida.

La motorreductora escogida proporciona un par de 0,49 kpm = 4,802 Nm. La relación entre el par torsor (T) y la tensión de la cadena ( $t_{cad}$ ) es:

$$t = \frac{T}{\text{radio primitivo del piñón conductor}}$$

Sustituyendo los datos se tiene:

$$t_{cad} = \frac{4,802 \text{ Nm}}{\left(\frac{0,02696}{2}\right) m} = 356,23 \text{ N}$$

Como la carga de rotura de la cadena es de 3 kN >> 356,23 N que es la tensión calculada, se concluye que la cadena resiste con un factor de seguridad de 8,42.

A partir de ahora se debe tener en cuenta el par transmitido al husillo ( $T_h$ ) con la motorreductora escogida y la relación de transmisión obtenida. La ecuación que lo relaciona es:

$$T_h = \frac{T_{\text{motorreductor}}}{i} = \frac{4,802 \text{ Nm}}{\frac{14}{20}} = 6,86 \text{ Nm}$$

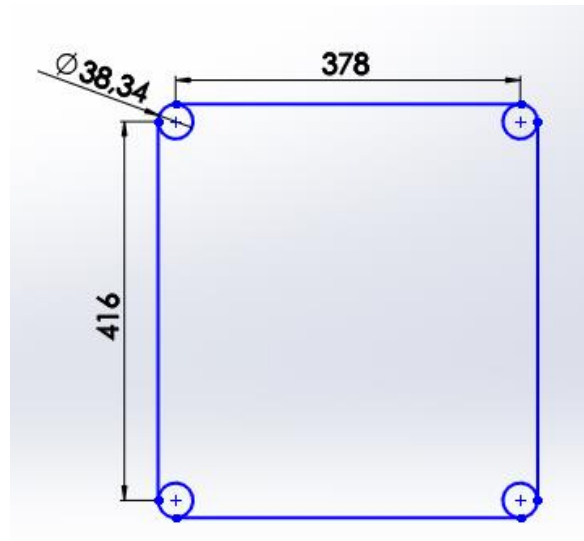
### 5.7.2 Cálculo de la longitud de la cadena

La longitud final de la cadena viene determinada por el número de eslabones enteros empleados. Por ello que se parte de un cálculo simplificado del perímetro de las trayectorias de las cadenas.



### 5.7.2.1 Cálculo de la longitud de la cadena secundaria

La trayectoria de la cadena secundaria es:



*Ilustración 14 Trayectoria de la cadena secundaria*

En primer lugar se calcula el perímetro de la trayectoria de la cadena secundaria teniendo en cuenta la disposición de los husillos y que el diámetro primitivo del piñón conducido ( $z=20$ ) es de 38,34mm. Siendo  $L$  la longitud de la cadena se tiene:

$$L = 2 \cdot (416 + 378) + \pi \cdot 38,34 = 1708,637 \text{ mm}$$

Dado que el paso de la cadena es de 6 mm se calcula el número de eslabones como:

$$n^{\circ} \text{ eslabones} = \frac{L}{\text{paso cadena}} = \frac{1708,637}{6} = 284,77 \rightarrow 285 \text{ eslabones}$$

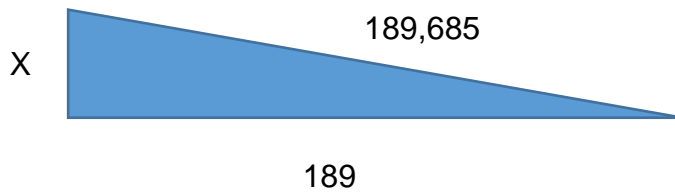
Por lo tanto la cadena de 285 eslabones tendrá una longitud ( $L_{Z=285}$ ) de:

$$L_{Z=285} = n^{\circ} \text{ eslabones} \cdot \text{paso} = 285 \cdot 6 = 1710 \text{ mm}$$

La variación entre la longitud teórica de la cadena ( $L$ ) y la longitud de los 285 eslabones ( $L_{Z=285}$ ) deberá ser absorbida por el rodillo tensor. Dicha variación es igual a:

$$\Delta L = 1710 - 1708,637 = 1,37 \text{ mm}$$

Simplificando la representación de uno de los piñones conducidos conectado al rodillo tensor se obtiene el triángulo rectángulo siguiente:



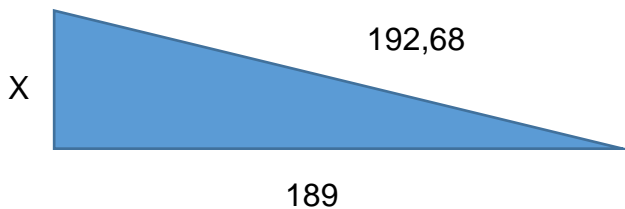
*Ilustración 15 Representación simplificada de la disposición de un piñón y el rodillo tensor*

El desplazamiento de la cadena por el rodillo tensor es  $x$  que aplicando el Teorema de Pitágoras  $x=0,83\text{mm}$ . El desplazamiento es tan pequeño que cualquier desviación en la fabricación puede provocar que no pueda montarse la cadena. Para tener un poco más de margen de error se hace la cadena un eslabón más larga por lo tanto la longitud de la cadena de 286 eslabones ( $L_{Z=286}$ ) será de 1716mm. Además, al ser un número par de eslabones, se emplea eslabón de enlace normal.

Ahora la variación de la longitud será:

$$\Delta L = 1716 - 1708,637 = 7,37 \text{ mm}$$

El triángulo rectángulo que simplifica la representación del piñón conducido y el rodillo tensor ahora queda:



*Ilustración 16 Representación simplificada de la disposición de un piñón y el rodillo tensor*

Ahora el desplazamiento que absorbe el rodillo tensor es de 1,91mm.

### 5.7.2.2 Cálculo de la longitud de la cadena primaria

La trayectoria que sigue la cadena primaria es:

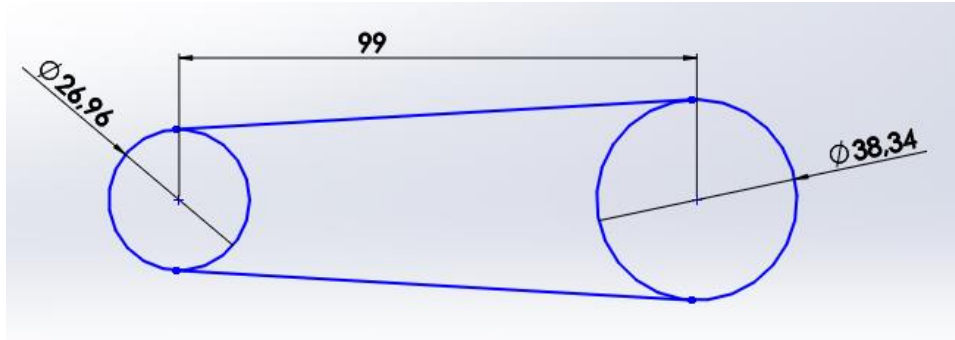


Ilustración 17 Trayectoria de la cadena primaria

El perímetro aproximado de la cadena primera es:

$$\text{Perímetro cadena primaria} = \pi \cdot \left( \frac{26,96}{2} + \frac{38,34}{2} \right) + 99 \cdot 2 = 300,57 \sim 300 \text{ mm}$$

El número de eslabones necesario es:

$$n^{\circ} \text{ eslabones} = \frac{\text{longitud de la cadena}}{\text{paso cadena}} = \frac{300}{6} = 50 \text{ eslabones}$$

No es necesario el uso de un rodillo tensor porque la cadena se tensa alejando la posición de la motorreductora.

## 5.8 Cálculo de los esfuerzos en el husillo

Los esfuerzos que afectan al husillo son tres, el esfuerzo de cortadura debido al par torsor proveniente de la motorreductora ( $\tau_{\text{torsión}}$ ), el esfuerzo de flexión debido al tiro de la cadena ( $\sigma_{\text{cad}}$ ) y el esfuerzo de cortadura debido al tiro de la cadena ( $\tau_{\text{cad}}$ ).

### 5.8.1 Esfuerzo de cortadura debido al tiro de la cadena

La ecuación que relaciona el par torsor del husillo ( $T_h$ ) con la tensión producida por la torsión ( $\tau_{\text{torsión}}$ ) es la siguiente:

$$\tau_{\text{torsión}} = \frac{T_h \cdot D}{2 \cdot I_0}$$

Siendo  $I_0$  el momento de inercia polar, que para un círculo es:

$$I_0 = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior se tiene que la relación entre el par torsor y la tensión de torsión es:

$$\tau_{torsión} = \frac{T_h \cdot 16}{\pi \cdot D^3}$$

Sustituyendo los datos se tiene:

$$\tau_{torsión} = \frac{6,86 \text{ Nm} \cdot 16}{\pi \cdot (0,0085 \text{ m})^3} = 56.890,2 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} = 56,8902 \text{ MPa}$$

### 5.8.2 Esfuerzo de flexión debido al tiro de la cadena

El tiro de la cadena origina un esfuerzo de flexión sobre el extremo inferior del husillo debido al montaje en voladizo del piñón respecto al rodamiento. El momento flector originado ( $M_f$ ) en el que la fuerza causante es la tensión de la cadena ( $t_{cad}$ ) y el brazo de palanca es la distancia entre piñón y rodamiento ( $d$ ).

Los datos que se tienen son:

- $d \approx 70 \text{ mm}$

$t_{cad} = 356,23 \text{ N}$  ( calculado en el apartado 5.7.1)

Por lo tanto el momento flector será:

$$M_f = t_{cad} \cdot d = 356,23 \text{ N} \cdot 0,07 \text{ m} = 25 \text{ Nm}$$

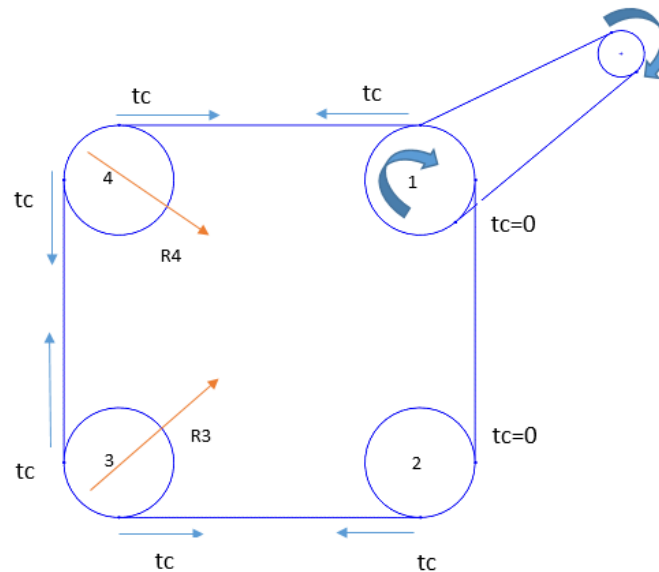
Dicho momento flector genera una tensión de flexión igual al momento por la distancia máxima al exterior de la sección (el radio del husillo) dividido entre el momento de inercia ( $I_x$ ):

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot \frac{d}{2}}{I_x} = \frac{M_f \cdot 32}{\pi \cdot d^3} = \frac{25 \text{ Nm} \cdot 32}{\pi \cdot 0.0085 \text{ m}^3} = 3,5 \text{ MPa}$$

### 5.8.3 El esfuerzo a cortadura debido al tiro de la cadena

Como se explica más adelante, uno de los husillos tendrá un piñón doble mientras que los otros tres restantes serán simples. Esto plantea dos situaciones a estudiar por separado el caso del piñón simple y el caso del piñón doble.

En la siguiente ilustración se aprecia la disposición de los piñones, las direcciones de la tensión de la cadena ( $t_c$ ) y las resultantes.



*Ilustración 18 Representación de las tensiones de las cadenas*

Analizando el esquema, la situación más desfavorable para los piñones simples (2,3 y 4) se da cuando el piñón 2 absorbe todo el par de manera instantánea ya que las resultantes de la tensión de la cadena en ese instante serían:

$$R_3 = R_4 = \sqrt{2} \cdot t_{cad}$$

Sustituyendo los datos queda:

$$R_3 = R_4 = \sqrt{2} \cdot 356,23N = 503,8N$$

Dicha tensión genera una tensión de cortadura igual a la resultante dividida por el área del husillo.

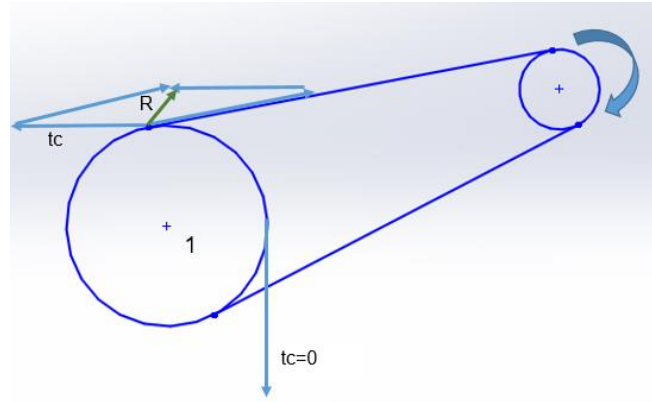
$$\tau_{cad} = \frac{R_4}{A_{husillo}} = \frac{503,8N}{\frac{\pi \cdot 0,0085m^2}{4}} = 8,9MPa$$

En el caso del piñón doble (1) se pueden dar dos casos extremos:

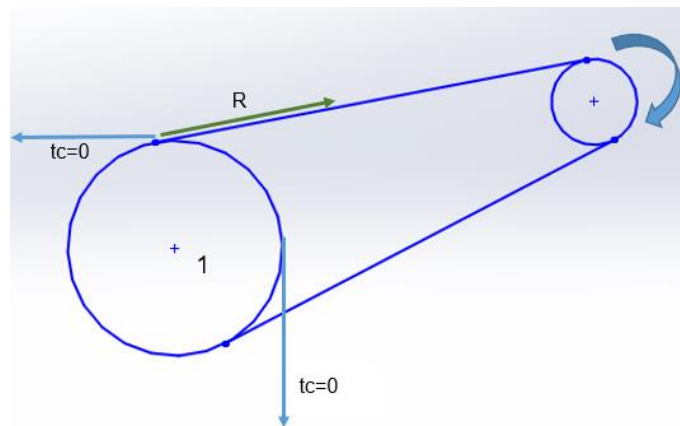
1. El piñón no absorbe nada de par: (No hay carga sobre la tuerca) no se tiene en cuenta porque la resultante sería inferior a la de cálculo en el piñón simple.

2. El piñón absorbe todo el par: (Toda la carga gravita sobre esta tuerca) no se tiene en cuenta porque la resultante sería inferior a la de cálculo del piñón simple.

Para el resto de situaciones intermedias los valores de la resultante están entre estos dos extremos.



*Ilustración 19 Representación de las tensiones en las cadenas cuando el piñón 1 absorbe todo el par*



*Ilustración 20 Representación de las tensiones en las cadenas cuando el piñón 1 no absorbe nada de par*

#### 5.8.4 Cálculo de la tensión máxima en el husillo mediante el círculo de Mohr

Se calcula la tensión máxima mediante el círculo de Mohr en el caso bidimensional.

Para las tensiones normales se tiene dos aportaciones, la debida a la flexión por el tiro de la cadena (calculada en el apartado 9.7.2.) que es igual a  $\sigma_{nf} = 3,5MPa$  y la debida a la carga que será de compresión pura. Esta última se calcula como:

$$\sigma_n = \frac{\text{carga compresión}}{\text{área del husillo}} = \frac{2104N}{\pi \cdot \left(\frac{0.0085}{2}m\right)^2} = 37,08MPa$$

Por lo tanto la tensión normal en las direcciones principales será:

$$\sigma_1 = 37,08MPa + 3,5MPa = 40,58MPa$$

$$\sigma_2 = -3,5MPa$$

Para la tensión de cortadura se tiene la aportación debido a la torsión igual a 56,89MPa y el debido al tiro de la cadena que es igual a 8,9MPa.

Por lo tanto la tensión de cortadura será igual a:

$$\tau = \pm(\tau_{cad} + \tau_{torsión}) = \pm 65,79MPa$$

El centro (C) del círculo de Mohr será igual a:

$$C = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{40,58MPa - (-3,5MPa)}{2} = 22,04MPa$$

El radio de la circunferencia de Mohr será:

$$radio = \sqrt{(\sigma_1 - C)^2 + \tau^2} = 68,35MPa$$

La tensión máxima ( $\sigma_{max}$ ) será:

$$\sigma_{max} = C + radio = 22,04MPa + 68,35MPa = 90,39MPa$$

Como la tensión admisible de nuestro material es 275MPa y la máxima obtenida es 90,39MPa se concluye que el husillo escogido resiste con un factor de seguridad de aproximadamente 3.

## 5.9 Selección de rodamientos

Para dar respuesta al guiado del husillo se plantean dos posibilidades cojinete liso de fricción o rodamiento. Se descarta el cojinete liso porque requiere lubricación permanente externa y además es muy sensible a la suciedad. Es por ello que se eligen rodamientos estancos como solución.

Dentro de los rodamientos existen muchas variantes, por ejemplo: de bolas, rodillos, agujas, esféricos. Para la elección de los rodamientos se ha tenido en cuenta el tipo de carga que deben soportar. El rodamiento está sometido a carga radial, debido al tiro de la cadena y a carga axial, debido a la carga para levantar el troquel. La concurrencia de ambas cargas obliga a escoger rodamientos capaces de absorber esfuerzos combinados, por tanto se descartan los rodamientos puramente axiales.

Se explora la posibilidad de usar rodamientos de bolas de contacto angular o rodamientos rígidos de bolas. Se observa que los rodamientos de contacto angular admiten cargas muy superiores a las que se precisa, es decir, quedarían sobredimensionados. Por ello se decide usar rodamientos rígidos de bolas.

Se consulta la herramienta de selección de rodamientos de la casa SKF [12] y se encuentra un rodamiento que satisface los requisitos de carga. Se trata de un rodamiento rígido de bolas de la casa SKF de dimensiones 52x28x16 (referencia comercial 62/28-2RS1/C3) sellado por ambas caras.



Tabla 6 Especificaciones del rodamiento 62/28-2RS1/C3 [13]

## Especificaciones

Atributo	Valor
Diámetro de Entrada	28mm
Diámetro de Salida	58mm
Tipo de Rodamiento de Bola	Ranura Profunda
Anchura del Anillo	16mm
Tipo de Extremo	Sellado
Número de Filas	1
Valor Nominal de Carga Estática	9.5kN
Material	Acero
Material de Bola	Acero
Material de la Rejilla	Acero
Material del Anillo	Acero
Tipo de anillo	Plano
Valor Nominal de Carga Dinámico	16.8kN
Tipo de Calibre	Paralelo

## 5.10 Selección de tornillería

En los siguientes apartados se han calculado los tornillos que mayores cargas van a soportar. Estos son los de las guías inferiores y los de los soportes de los rodamientos.

El resto de tornillería no se ha calculado porque no soportan grandes cargas, simplemente son tornillos de montaje y fijación.

### 5.10.1 Tornillos guía inferior

Se parte de la premisa de que la carga de tracción no tiene un punto de aplicación conocida y que puede estar concentrada en cualquier punto de la guía. Por lo tanto los cálculos se efectúan considerando el uso de un solo tornillo. En el diseño se ha optado por siete tornillos para evitar flexiones y torsiones en la guía y un correcto guiado. En la siguiente imagen se aprecia el diseño de la guía:

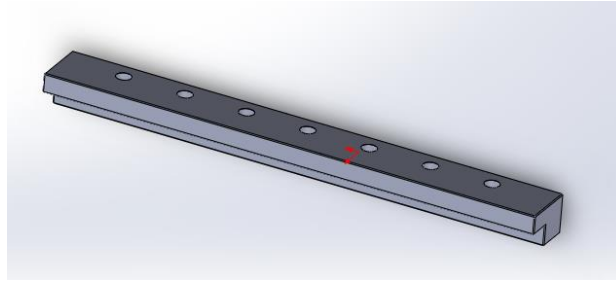


Ilustración 21 Guía inferior

Para la tornillería se elige la calidad 8.8 por su facilidad de suministro y porque resulta un buen compromiso entre economía y prestaciones. Sus características son:

- Carga de rotura  $\sigma_{MAX} = 80\text{Kg/mm}^2 = 800\text{N/mm}^2$
- Límite elástico  $\sigma_E = 0,8\sigma_{MAX} = 640\text{N/mm}^2$

La carga a soportar ( $P=2104\text{N}$ ) no está alineada con el tornillo por lo tanto aparece un conjunto de momentos que el tornillo debe anular. En la siguiente imagen se observa el conjunto de momentos:

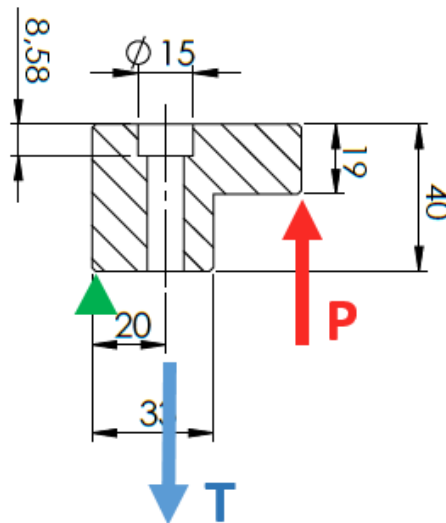


Ilustración 22 Momentos en la guía

La excentricidad de P respecto al fulcro es de 57mm y la de T de 20mm por lo tanto igualando momentos T es igual a:

$$T = \frac{2104\text{N} \cdot 57\text{mm}}{20\text{mm}} = 5996,4\text{N}$$

Como el esfuerzo se transmite del diámetro del núcleo (dn) a los filetes, se produce una concentración de tensiones por lo que se aplica un coeficiente de seguridad  $k=1,5$ .

La sección resistente (S) necesaria la obtenemos como:

$$\sigma = \frac{T}{S}$$

La tensión admisible ( $\sigma_{adm}$ ) será:

$$\sigma_{adm} = \frac{T}{S \cdot k}$$

Despejando la sección necesaria es:

$$S = \frac{T \cdot k}{\sigma_{adm}} = \frac{5999,4N \cdot 1,5}{640 \frac{N}{mm^2}} = 14,05mm^2$$

Lo que da un diámetro del núcleo (dn):

$$dn = \sqrt{\frac{S \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{14,05mm^2 \cdot 4}{\pi}} = 4,23mm$$

Según los cálculos se necesita un tornillo con  $dn \geq 4,23mm$ . Cualquier tornillo de diámetro superior a M6 cuyo diámetro de núcleo es  $4,77mm$  cumple con los requisitos. Dado que se supone que la pieza va a sufrir varios montajes se escoge un tornillo de M8 que es más robusto.

En resumen la pieza guía inferior se ha diseñado con siete tornillos de M8.

### 5.10.2 Tornillos del soporte del rodamiento

Se parte de la premisa de que en un instante dado toda la carga la soporta un solo husillo. La pieza de soporte del rodamiento se ha diseñado con cuatro tornillos por razones de seguridad, porque si fallase o se soltase uno de ellos siempre quedarían dos tornillos alineados para compensarlo. Por todo ello los cálculos se basan en que el esfuerzo se reparte entre estos dos tornillos que es la situación más desfavorable que se puede contemplar antes de una avería grave.

Se emplea el mismo procedimiento de cálculo que en el caso anterior y se emplea la misma calidad de tornillo 8.8.

La carga a soportar ( $P=2104\text{N}$ ) la absorben los dos tornillos restantes que quedan alineados y el tercero no participa. Por lo tanto cada uno de los tornillos absorbe una carga  $T = P/2 = 1052\text{N}$ .

Por lo tanto la sección necesaria es:

$$S = \frac{T \cdot k}{\sigma_{adm}} = \frac{1052 \cdot 1,5}{640 \text{ N/mm}^2} = 2,46 \text{ mm}^2$$

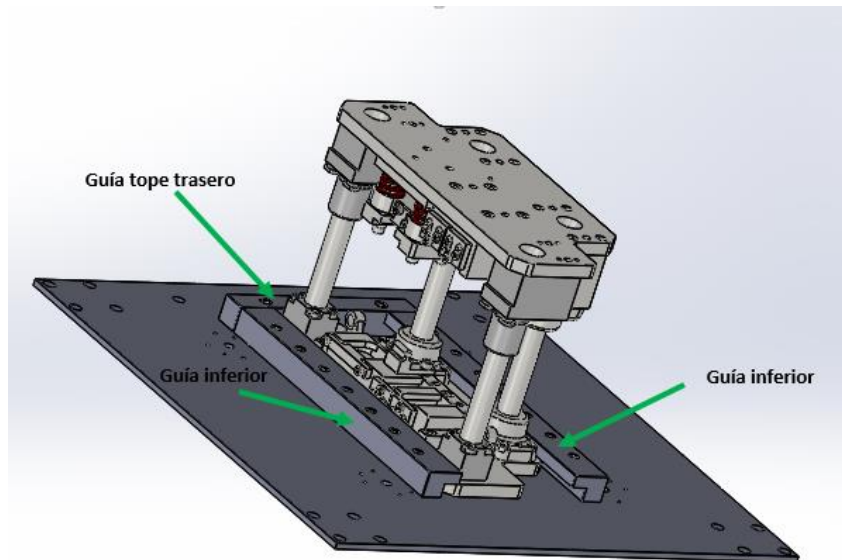
Se necesitan tornillos cuyo diámetro del núcleo sea igual o mayor a  $2,46\text{mm}^2$  eso lo dan los tornillos de M4, pero como la pieza puede sufrir varios montajes a lo largo de su vida útil, por ejemplo para sustituir el rodamiento, se escogen tornillos de M6.

En resumen la pieza de soporte de rodamiento consta de cuatro tornillos de M6

## **5.11 Guía de anclaje y placa de empuje**

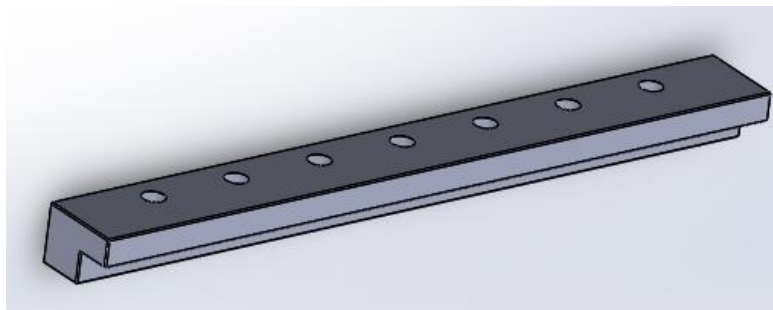
### **5.11.1 Guías de anclaje**

Para amarrar y guiar el troquel en la máquina se ha escogido un conjunto de tres piezas, dos guías inferiores y un tope trasero. Las guías inferiores centran y sujetan la placa base del troquel mientras que la guía tope trasero obliga al troquel a detenerse en posición cuando se introduce éste en la máquina. En la siguiente imagen se aprecian las tres piezas montadas sobre el tablero de la bancada.



*Ilustración 23 Conjunto de guías*

La pieza guía inferior tiene una geometría prismática con perfil de L invertida. La pestaña resultante es la que sujeta la placa inferior del troquel para evitar que se levante cuando se acciona el mecanismo. Se fija al tablero de la bancada mediante siete tornillos de cabeza hueca hexagonal de M8. En la siguiente imagen tenemos una vista en perspectiva de la pieza:



*Ilustración 24 Guía inferior*

La pieza guía tope trasero tiene una geometría más sencilla puesto que su función es frenar el troquel cuando se coloca. Se trata de un prisma de sección cuadrada de 40x40mm que se fija a la bancada mediante tres tornillos de cabeza hueca hexagonal de M10.

Para las guías se ha escogido como material de fabricación el acero estructural, en concreto el S275JR (1.0044). Para su fabricación se parte de cuadradillos laminados en caliente (60x60mm para las guías laterales y 45x45mm para el tope trasero) que se mecanizan en una fresadora vertical. Las piezas tienen un

espesor de 40mm como se aprecia en los planos nº 4 y nº 5 recogidos en el anexo. Las propiedades de este material son [14]:

*Tabla 7 Propiedades del acero S275JR*

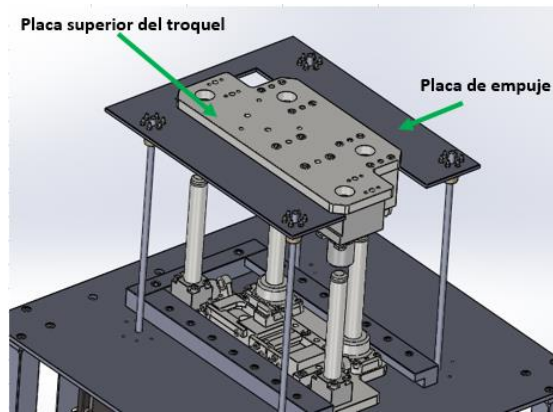
PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Densidad	7,85 (20°C)	kg/dm <sup>3</sup>
Límite elástico	255	MPa
Tensión de rotura	410-560	MPa
Módulo elástico	210.000	MPa
Módulo de rigidez	81.000	MPa
Coeficiente de Poisson	0,3	
Coeficiente de dilatación térmica	$1,2 \cdot 10^{-5}$	(°C) <sup>-1</sup>

Se ha escogido este material ya que va a trabajar contra la placa móvil inferior del troquel, fabricada en acero 1.2344. Se trata de un acero de herramienta para trabajo en caliente de alta resistencia al calor y al desgaste. Además tiene un tratamiento térmico de templado con dureza HRC 50-52. Es un acero muy duro por lo tanto las piezas guías se construyen en acero estructural cuya dureza es muy inferior para que no se produzcan tensiones de contacto elevadas.

#### **5.11.2 Placa de empuje**

Para empujar la placa superior del troquel y abrir el troquel se ha diseñado una pieza mecanizada denominada placa de empuje. Cuando se acciona el mecanismo la placa asciende en contacto con la placa superior del troquel levantándola y abriendo el troquel.

Geométricamente se trata de un chapa de espesor 20mm con una corte interior en forma de U donde entra la placa superior del troquel. En la siguiente imagen en perspectiva se aprecia la placa de empuje en su posición:



*Ilustración 25 Conjunto placa de empuje y troquel en posición de trabajo*

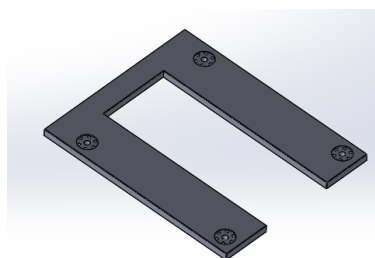
Se ha diseñado una sola pieza en forma de U descartando otras opciones. Una de las opciones contemplada era un marco cerrado que tendría que desmontarse en cada cambio de utillaje, razón por la cual se ha rechazado la idea. Otra opción posible era el uso de dos placas rectangulares, una a cada lado, pero esta opción no se ha escogido porque podrían abrirse entre sí.

La placa de empuje apoya 18mm en los laterales y 5,5mm en la parte de atrás que constituye una superficie suficientemente amplia para que la presión de contacto sea baja.

Al igual que en el caso de las guías se ha escogido un acero estructural, en concreto el S275JR (1.0044) ya que es un acero relativamente dúctil que no va a ocasionar problemas de tensión por contacto puntual con el acero endurecido de troquel (1.2344).

Para su fabricación se parte de una chapa de espesor 25mm a la que se rectifican ambas caras, se fresa el contorno y se taladra en una punteadora cnc.

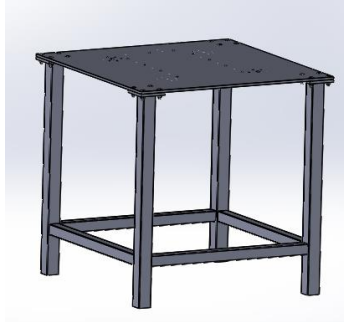
A continuación se muestra una imagen de la pieza en perspectiva, el plano de la pieza es el nº1 que se recoge en el anexo.



*Ilustración 26 Placa de empuje*

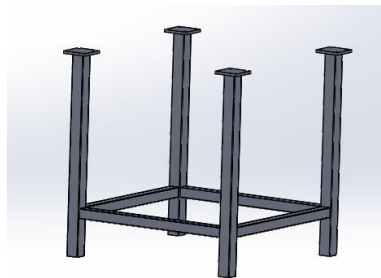
## 5.12 Bancada

La bancada está constituida por un bastidor de cuatro patas y un tablero que sirve de superficie de apoyo para el troquel. En la siguiente imagen se aprecia el conjunto:



*Ilustración 27 Bancada*

El bastidor está formado por tubos de perfil en frío unidos por soldadura, de sección cuadrada 50x50x2. La sección elegida asegura la robustez del conjunto. Para unir el bastidor al tablero se sueldan a los perfiles chapas (plano nº14) taladradas que permiten el atornillado del tablero. Estas chapas se construyen sobre chapa negra ya que no requieren propiedades mecánicas específicas ni tolerancias dimensionales. En la siguiente imagen se enseña el montaje del bastidor (plano nº2):



*Ilustración 28 Bastidor*

El tablero de la bancada cumple dos funciones, una como mesa de apoyo y la otra como soporte de anclaje de las guías en la parte superior y el mecanismo de husillos en la parte inferior. Se ha escogido como material chapa negra de espesor 10mm porque no precisa de requisitos especiales ni en acabado superficial ni en propiedades mecánicas. Para asegurar la correcta alineación del montaje los taladros se efectuarán en una máquina punteadora cnc. El plano de la pieza es el nº9.



## 5.13 Montaje del husillo

En capítulos anteriores se ha justificado por razones de cálculo el uso de:

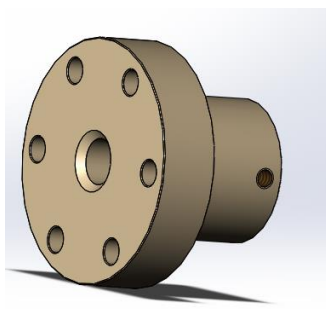
- Husillo de rosca trapezoidal de  $\varnothing 12 \times 3$  (referencia comercial RTS1203 del fabricante Tecnopower)
- Tuerca trapezoidal de bronce de  $\varnothing 12 \times 3$  (referencia comercial NFEFM 123 del fabricante Tecnopower)
- Rodamiento rígido de bolas de la casa SKF de dimensiones 52x28x16 (referencia comercial 62/28-2RS1/C3) sellado por ambas caras.

En este capítulo se justifica el montaje del conjunto.

### 5.13.1 Montaje husillo-rodamiento

Se debe dar solución a dos problemas, la transmisión del esfuerzo axial entre husillo y rodamiento y la fijación del rodamiento a la bancada.

La unión mecánica entre el husillo y el rodamiento se ha resuelto mediante una tuerca comercial TR12X3. De esta manera se consigue una correcta transmisión del esfuerzo axial empleando piezas comerciales (husillo y tuerca) que siempre es una opción más económica que la fabricación mediante piezas bajo plano. Dicha tuerca necesita solamente el mecanizado de una rosca para alojar un tornillo prisionero que fije la unión (plano nº15). A continuación se muestra una imagen de la tuerca empleada.

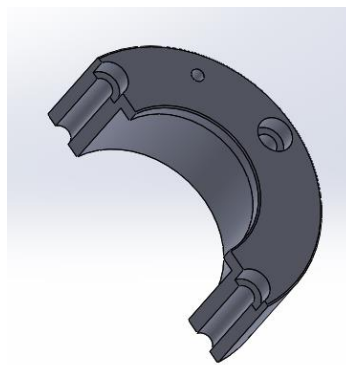


*Ilustración 29 Tuerca-soporte*

Una vez determinado el diámetro del buje de la tuerca (28mm) se ha escogido un rodamiento rígido de bolas cuyo diámetro interior es también de 28mm y soporta las cargas combinas axiales y radiales. La pista exterior del rodamiento tiene un diámetro mayor que diámetro máximo de la tuerca, por ello no ha sido

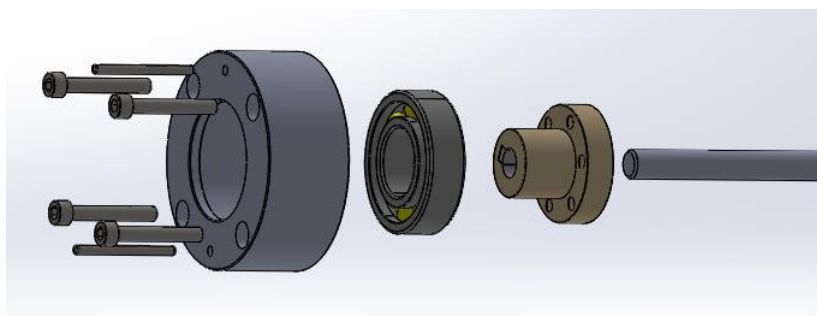
necesario mecanizar la tuerca, otra razón por la que se ha escogido esta tuerca comercial. El fabricante no aporta la tolerancia del diámetro en el que asienta el rodamiento. Podría darse el caso de que el ajuste resultante fuera con holgura, en cuyo caso se debería hacer un moleteado a esta zona de la tuerca para garantizar un ajuste con apriete.

Para fijar el rodamiento a la bancada se ha optado por diseñar un soporte mecanizado, ya que no se han encontrado soportes de rodamientos que encajasen con el resto del diseño. El soporte es una pieza de revolución que cuenta con un escalón donde asienta el rodamiento (plano nº7). Para fijar el soporte a la bancada se han empleado tornillos de cabeza hueca hexagonal de M6. En el capítulo 5.10.2 se justifican los cálculos de la tornillería. En la siguiente imagen se aprecia una vista seccionada en perspectiva del soporte del rodamiento diseñado.



*Ilustración 30 Vista seccionada del soporte para el rodamiento*

Para asegurar la alineación de la placa de empuje con la bancada y que el husillo quede perfectamente alineado se utilizan dos pasadores elásticos a modo de casquillo guía que se montan en el soporte del rodamiento. A continuación se muestra una imagen explosionada del conjunto.

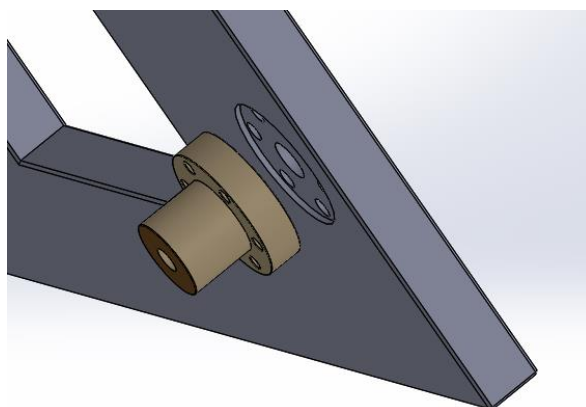


*Ilustración 31 Vista explosionada del conjunto soporte-tuerca-rodamiento*

### 5.13.2 Montaje tuerca-placa de empuje

En el extremo superior de cada husillo se coloca la tuerca TR12X3 (NFEFM 123) atornillada a la placa de empuje que permitirá el alzado de ésta para levantar la parte superior del troquel.

Para asegurar el centrado de la tuerca durante el montaje la placa de empuje tiene una cajera que coincide con el diámetro exterior de la tuerca. En la siguiente imagen se aprecia este montaje.



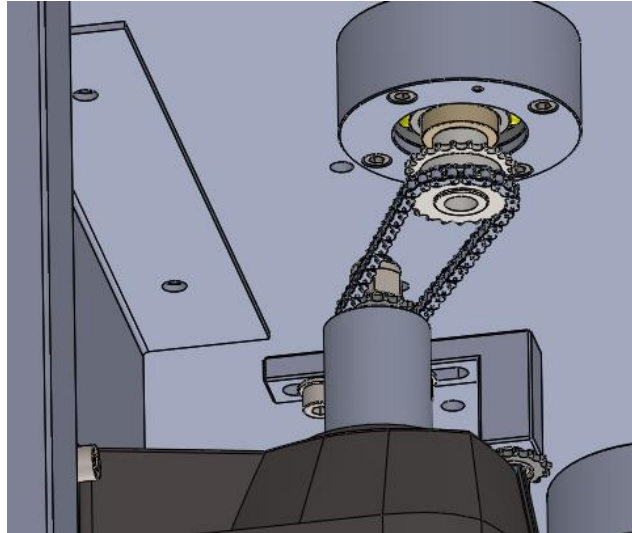
*Ilustración 32 Montaje tuerca - placa superior*

## 5.14 Montaje del accionamiento

El accionamiento está constituido por dos transmisiones por cadena, una transmisión primaria que une la motorreductora con uno de los husillos y una transmisión secundaria que une los cuatro husillos. Este montaje permite conseguir la reducción de velocidad necesaria y además facilita la colocación de la motorreductora en la máquina.

### 5.14.1 Trasmisión primaria

La transmisión primaria une la motorreductora a uno de los husillos mediante uno de los discos de un piñón doble, el único que se emplea. Utiliza un disco conductor de 14 dientes y un piñón conducido de 20. Se produce por tanto, la reducción de la velocidad que se requiere. En la siguiente imagen se aprecia la disposición del montaje.



*Ilustración 33 Transmisión primaria*

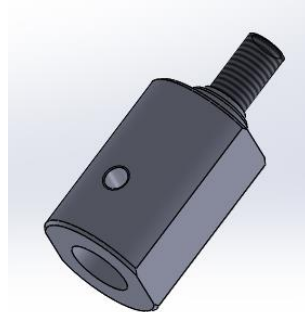
Para unir el eje de la motorreductora y el disco se ha diseñado un buje. Es un cilindro escalonado que tiene tres diámetros y un extremo roscado. El escalón mayor cuenta con un taladro donde se monta el eje de la motorreductora que se fija mediante un tornillo prisionero. El segundo escalón da la separación necesaria para que la cadena no roce con el disco. El tercer escalón hace de asiento para alojar el disco y por último el extremo roscado sirve para montar una tuerca autoblocante que asegure todo el montaje. Para un par tan pequeño no es necesario emplear chavetas porque el par de apriete proporcionado por la unión roscada soporta un momento mayor que el que hay que transmitir.

Para calcularlo se asemeja la rosca del buje de M12 a la de un tornillo comercial de calidad 8.8, dadas las características del material S275 la calidad será incluso superior. Se consulta una guía de apriete del fabricante de herramientas Facom [15] y se observa que para M12 la fuerza originada por el apriete roscado es de 35.401 N cuando el par de apriete es el recomendado: 79Nm. Dada la geometría del buje, el brazo de palanca se toma como el radio medio del asiento del piñón contra el buje y es de 0,00825m. Se utiliza el coeficiente de rozamiento típico entre piezas de acero  $\mu=0,15$ . Por lo tanto el momento que es capaz de transmitir será:

$$M = F \cdot r \cdot \mu = 35.401N \cdot 0,00825m \cdot 0,15 = 43,8Nm$$

Dado que el par a transmitir es de 3,348Nm, el coeficiente de seguridad es de 13. Por lo tanto no es necesario el uso de chaveta.

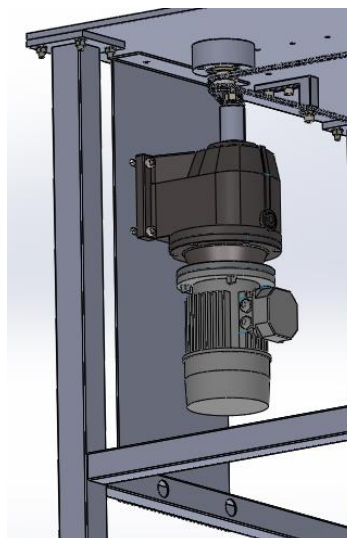
Para permitir el apriete de la tuerca, se han fresado dos de cara paralelas para inmovilizar el buje mediante una llave plana de 34. El plano del buje es el nº3 que se recoge en el anexo. En la siguiente imagen en perspectiva se representa el buje.



*Ilustración 34 Pieza buje disco 14*

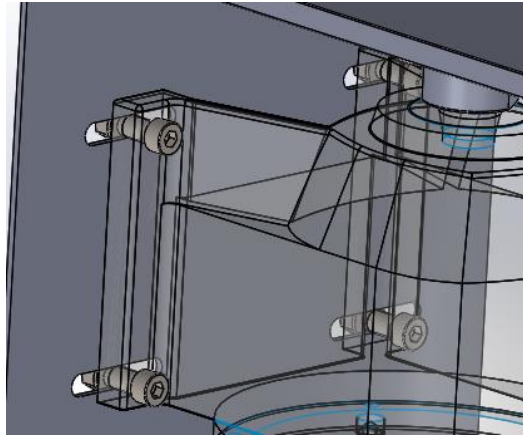
Para la rueda de cadena se ha empleado un disco comercial Z14 al que se ha mandrinado su diámetro interior a 12mm. El nº del plano es el 16 recogido en el anexo.

Para posicionar la motorreductora se ha diseñado una chapa plegada. La chapa se fija a la bancada por cuatro puntos, dos en el tablero y los otros dos en el bastidor. En la chapa se han realizado agujeros colisos, que permiten atornillar la motorreductora y tensar la cadena desplazando los tornillos a través de la ranura. El plano de la chapa es el nº 10. En la siguiente imagen se aprecia la disposición.



*Ilustración 35 Anclaje de la motorreductora por medio de la chapa de soporte*

En la siguiente imagen se representa la unión de la chapa de soporte a la motorreductora.



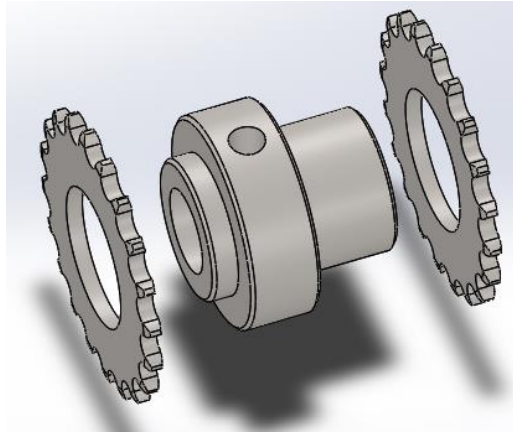
*Ilustración 36 Unión entre la chapa soporte y la motorreductora*

#### **5.14.2 Transmisión secundaria**

La transmisión secundaria es la que tramite el movimiento a los tres husillos restantes y sincroniza el movimiento. Está formada por uno de los discos del piñón doble que es el conductor ( $z=20$ ) y por tres piñones simples conducidos ( $z=20$ ) unidos por una cadena.

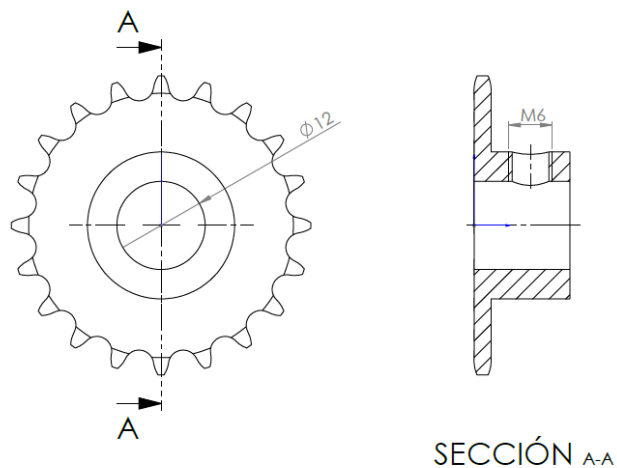
La unión entre la transmisión primaria y la secundaria se consigue mediante el piñón doble. Para la cadena escogida (ISO 606 04-1) no se han encontrado piñones dobles para cadenas independientes, solamente para cadenas dobles. Por lo tanto se ha diseñado un conjunto que hace las funciones de piñón doble. Para ello se ha partido de dos discos comerciales de 20 dientes a los cuales se les ha mecanizado el diámetro interior con una tolerancia H7. Se utiliza un moyú mecanizado en el que se montan a presión ambos discos para lo cual tiene dos escalones que los alojan. El escalón del moyú se fabrica con una tolerancia s6 que junto con la tolerancia del piñón H7 nos da el ajuste H7s6 que es el recomendado por la norma ISO [16] para el montaje de piñones. Se mecanizada en él un taladro roscado para colocar un tornillo prisionero y hacer el conjunto solidario al husillo.

En la siguiente explosión en perspectiva se aprecia el montaje del conjunto del piñón doble.



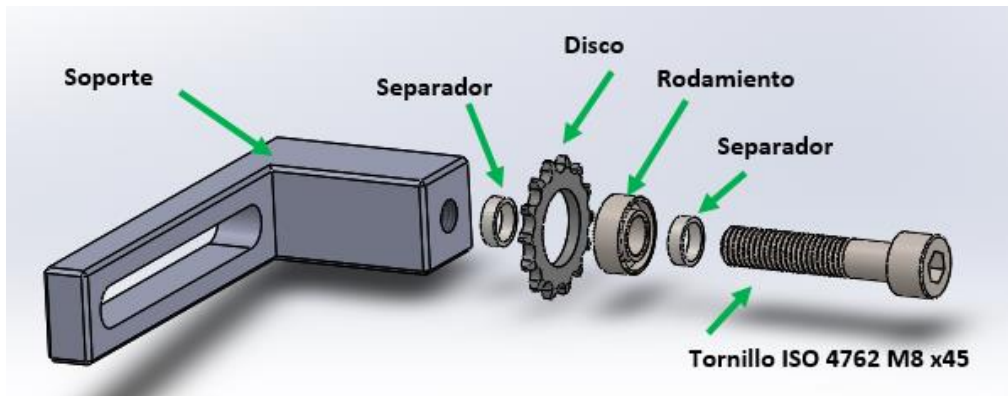
*Ilustración 37 Conjunto piñón doble*

Para los piñones simples se ha optado por emplear piñones comerciales (Causer Z20 6 (4B1) P CSR) de veinte dientes a los cuales se les ha mecanizado un taladro roscado para alojar un tornillo prisionero, el cual fija la unión entre el piñón y el husillo. El plano del piñón es el nº13.



*Ilustración 38 Piñón simple de 20 dientes*

Para conseguir la tensión adecuada en la cadena secundaria se ha diseñado un conjunto que hace de tensor. El conjunto está formado por un soporte, dos separadores, un rodamiento y un disco de 14 dientes. En la siguiente imagen en perspectiva se aprecia el conjunto.



*Ilustración 39 Conjunto rodillo tensor*

El soporte es una en L, en el lado más largo se ha mecanizado una ranura para ajustar la tensión de la cadena variando la posición del rodillo tensor. En el otro extremo se mecaniza un taladro roscado M8 en la cual se roscará el tornillo de fijación del piñón. El material escogido es acero S275JR ya que no requiere de una dureza alta. El plano de la pieza se recoge en el anexo y es el nº8.

No se ha encontrado rodillo tensor comercial apropiado, por eso se ha optado por fabricarlo partiendo de un disco dentado comercial de 14 dientes al que se le acopla un rodamiento a presión.

El disco empleado es comercial, cuya referencia es Z14(4B1)D CRS del fabricante Causer. Para poder acoplar el rodamiento se ha mandrinado a diámetro 16 con tolerancia P6. El plano del disco es el nº17.

El rodamiento empleado es de contacto angular de bolas cuya referencia comercial es ISO 688 del fabricante ZEN [17].

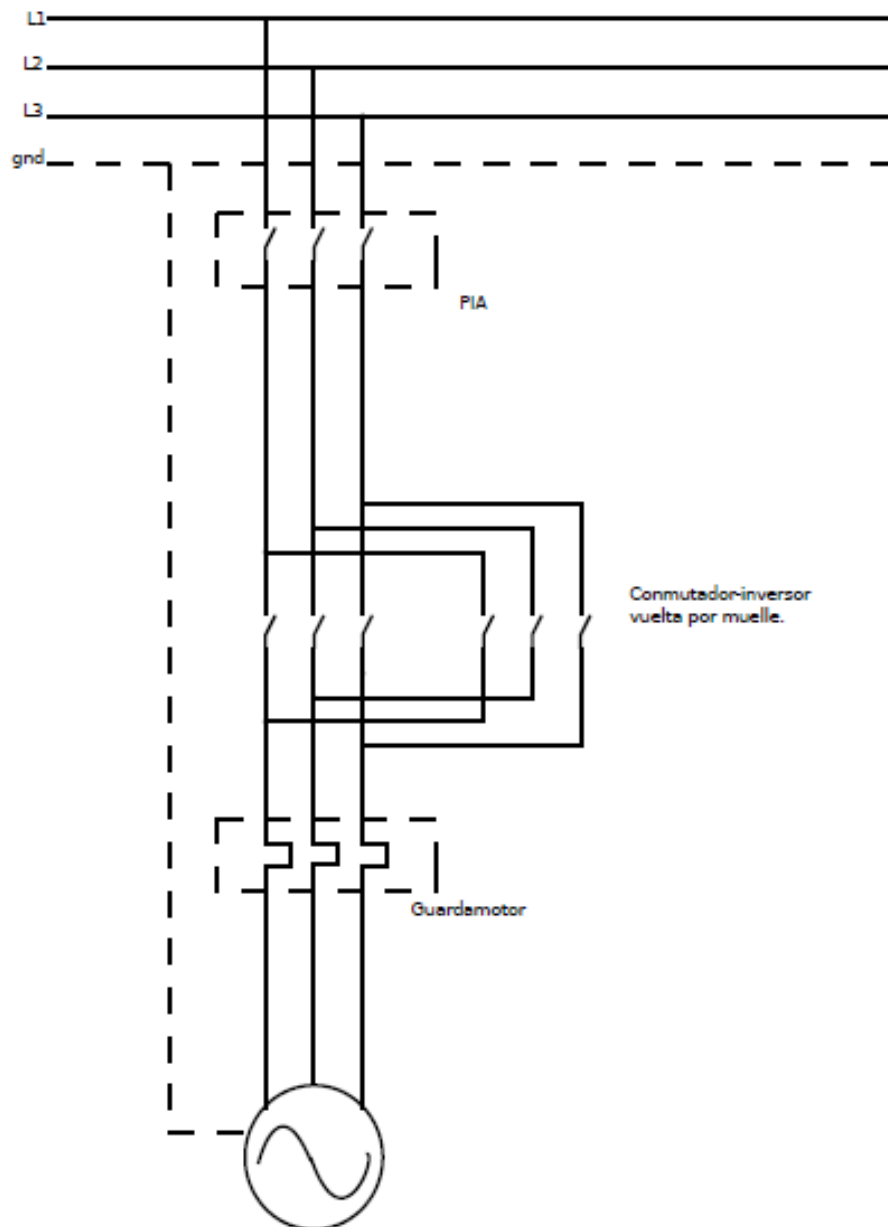
Según el fabricante tiene una tolerancia h5 lo que ha obligado a mandrinar el disco con la tolerancia P6 citada, consiguiendo el apriete recomendado por la norma ISO para el montaje de rodamientos [16].

Se utilizan dos separadores para evitar que el retén del rodamiento toque las partes fijas del soporte. Son dos cilindros contruidos a partir de tubo calibrado de Ø10mm exterior, Ø8mm interior y longitud 3mm. Su plano es el nº6.



## 5.15 Instalación eléctrica

El motor eléctrico empleado es trifásico, eso implica unas conexiones para arranque-parada con inversión de giro particulares que se solucionan mediante el siguiente esquema eléctrico:



*Ilustración 40 Esquema eléctrico de la máquina*

Las cuatro líneas superiores horizontales (L1, L2, L3, gnd) simbolizan la red de distribución eléctrica del taller (trifásica 400V).

El PIA (pequeño interruptor automático) está instalado en el cuadro de distribución eléctrica que alimenta la máquina. Se trata de un magnetotérmico de protección que limita la intensidad máxima a 5 A. Es un relé de doble accionamiento: una bobina de intensidad que se dispara por sobreintensidad instantánea muy elevada y un bimetal con inercia térmica que actúa tras unos segundos de intensidad superior a la de protección.

### 5.15.1 Conmutador inversor

El conmutador inversor se encarga de las maniobras de arranque-parada y de la inversión de giro para permitir la subida o bajada de la placa de empuje. Es un conmutador doble que en una de las posiciones cruza la conexión entre dos de las fases invirtiendo con ellos el sentido de giro del motor. Tiene tres posiciones sin enclavamiento (subida, reposo, bajada), con retorno a la posición de reposo mediante muelle.

Se ha escogido el conmutador sin enclavamiento como medida de seguridad porque obliga al operario a mantener el mando girado durante la subida o bajada de la máquina. El modelo escogido es del fabricante Gave con referencia A-6710000 que es el modelo de menor intensidad máxima (12 A). En la siguiente imagen se aprecia el mecanismo.





Inversores													
		Bipolar	2	<b>670</b>	A-6700000	A-6701000	A-6702000	A-6702100	A-6703100	A-6704100	A-6706100	A-6707100	-
					38,55	45,12	52,08	67,27	70,66	87,59	122,89	232,37	
		Tripolar	3	<b>671</b>	A-6710000	A-6711000	A-6712000	A-6712100	A-6713100	A-6714100	A-6716100	A-6717100	-
					47,48	55,20	63,79	71,78	74,96	93,42	135,78	249,86	
		Tripolar con retorno	3	<b>871</b>	A-8710000	A-8711000	A-8712000	A-8712100	-	-	-	-	-
					52,78	60,50	69,09	77,08					
Conmutadores de polos 2 velocidades DAHLANDER													

Ilustración 41 Características del mecanismo conmutador [18]

El conmutador se monta en una caja atornillada a la cara externa de la chapa del soporte motor para que resulte accesible. El modelo escogido es del fabricante Gave con referencia AK0901000E, se ha escogido el modelo en chapa porque resulta más resistente que el plástico. En la siguiente imagen sacada del catálogo se muestra la caja escogida.

#### Cajas de chapa IP40

descripción	dimensiones					referencia	precio
	A	B	C	D	E		
Calibre 0, 1 a 4 pisos	87	70	70	60	44	AK0901000E	18,50
Calibre 0, 1 a 6 pisos	103	93	82	80	67	AK0901000	19,15
Calibre 1 (hasta 40A) 1 a 4 pisos	103	93	82	80	67	AK0902001	20,04
Calibre 1 (hasta 40A) 5 y 6 pisos	128	90	88	98	59	AK0903001	30,90



#### Dimensiones

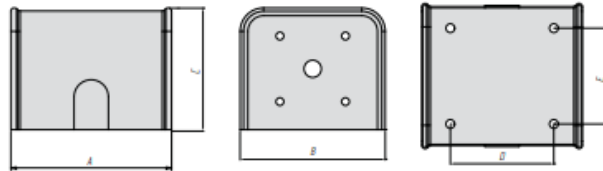


Ilustración 42 Caja para el conmutador marca Gave [18]

### 5.15.2 Guardamotor

El guardamotor es un relé térmico regulable que permite ajustar la intensidad máxima consumida por el motor. El consumo eléctrico aumenta con el par resistente y es inversamente proporcional al régimen de giro del motor. Cuando el mecanismo se atasca el motor aumenta su consumo y corre riesgo de quemarse o dañar el mecanismo por el aumento de par. Si se limita la intensidad se limita el par y el calentamiento del motor.

El consumo teórico de un motor trifásico en condiciones de plena potencia será:

$$P = V \cdot I \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi$$

Siendo:

- P = potencia = 180W
- V= tensión = 400V
- $\cos \varphi$  = factor de potencia = 0,84
- I = intensidad

El factor de potencia es la relación entre la resistencia y la impedancia de un circuito. En motores trifásicos en condiciones próximas a las nominales suele adoptar un valor próximo a 0,84. El siguiente triángulo representa la relación:



Despejando la intensidad de la fórmula de la potencia y sustituyendo los datos se tiene:

$$I = \frac{P}{V \cdot \sqrt{3} \cos \varphi} = \frac{180W}{400V \cdot \sqrt{3} \cos 0,84} = 0,26 A$$

Por lo tanto el guardamotor se ajustara a la intensidad de  $1,5 \cdot 0,26 A = 0,39 A$ . Se utiliza el coeficiente de 1,5 para tolerar pequeñas sobrecargas puntuales.

El guardamotor escogido es del fabricante Denor cuya referencia es GV2-M03, se ha escogido este guardamotor porque el rango de intensidad es de 0,25-0,4A, el rango de intensidades de trabajo del motor elegido. En la siguiente imagen se aprecia el mecanismo.



*Ilustración 43 Guardamotor Denor GV2-M03 [19]*

Para instalar y proteger el guardamotor se ha elegido una caja del fabricante Denor watherproof con referencia GV2-MC02 con grado de protección IP55. En la siguiente imagen se aprecia la caja escogida.











*Ilustración 44 Caja de protección Denor GV2-MC02 [19]*

### 5.15.3 Cableado

Para permitir cierto grado de movilidad a la máquina, se emplea manguera eléctrica de 4x1,5 para conectarla a la red eléctrica. El enchufe trifásico dependerá de la toma instalada en el taller pero siempre será trifásica (3 más tierra) y dado el bajo consumo de la máquina cualquier toma instalada serviría. La sección elegida (1,5mm<sup>2</sup>) soporta intensidades mucho más elevadas que la necesaria, según la tabla adjunta del Reglamento Electrotécnico de baja tensión [20] es de 16 A.

Tabla 8 Intensidad admisibles (A) al aire 40°C [20]

A		Conductores aislados en tubos empotrados en paredes aislantes		3x PVC	2x PVC		3x XLPE o EPR	2x XLPE o EPR						
A2		Cables multiconductores en tubos empotrados en paredes aislantes	3x PVC	2x PVC		3x XLPE o EPR	2x XLPE o EPR							
B		Conductores aislados en tubos <sup>2)</sup> en montaje superficial o empotrados en obra				3x PVC	2x PVC			3x XLPE o EPR	2x XLPE o EPR			
B2		Cables multiconductores en tubos <sup>2)</sup> en montaje superficial o empotrados en obra			3x PVC	2x PVC		3x XLPE o EPR		2x XLPE o EPR				
C		Cables multiconductores directamente sobre la pared <sup>3)</sup>					3x PVC	2x PVC		3x XLPE o EPR	2x XLPE o EPR			
E		Cables multiconductores al aire libre <sup>4)</sup> Distancia a la pared no inferior a 0.3D <sup>5)</sup>						3x PVC		2x PVC	3x XLPE o EPR	2x XLPE o EPR		
F		Cables unipolares en contacto mutuo <sup>4)</sup> Distancia a la pared no inferior a D <sup>5)</sup>							3x PVC			3x XLPE o EPR		
G		Cables unipolares separados mínimo D <sup>5)</sup>									3x PVC		3x XLPE o EPR	
			mm <sup>2</sup>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Cobre			1,5	11	11,5	13	13,5	15	16	-	18	21	24	-
			2,5	15	16	17,5	18,5	21	22	-	25	29	33	-
			4	20	21	23	24	27	30	-	34	38	45	-
			6	25	27	30	32	36	37	-	44	49	57	-
			10	34	37	40	44	50	52	-	60	68	76	-
			16	45	49	54	59	66	70	-	80	91	105	-
			25	59	64	70	77	84	88	96	105	116	123	166
			35		77	86	96	104	110	119	131	144	154	206
			50		94	103	117	125	133	145	159	175	188	250
			70				149	160	171	188	202	224	244	321
			95				180	194	207	230	245	271	296	391
			120				208	225	240	267	284	314	348	455
			150				236	260	278	310	338	363	404	525
			185				268	297	317	354	386	415	464	601
			240				315	350	374	419	455	490	552	711
			300				360	404	423	484	524	565	640	821

Las conexiones entre el conmutador inversor y el motor pueden realizarse con manguera de 3x1,5 porque la toma de tierra ya no es necesaria al estar conectada la máquina.

## 6 Cálculo mediante elementos finitos

Se ha calculado mediante el software Solidworks Simulation el comportamiento de las piezas más críticas cuando funciona la máquina.

### 6.1 Estudio de la guía inferior

Para el estudio de la guía inferior se han tenido en cuenta dos casos:

1. La carga esta uniformemente distribuida a lo largo dela cara de contacto.
2. Cuando la carga está localizada en un solo punto debido a un desequilibrio instantáneo de las cargas.

#### 6.1.1 Carga uniformemente distribuida

En primer lugar se ha aplicado el material a la pieza, S275JR. Sus propiedades se recogen en la siguiente tabla.

*Tabla 9 Propiedades del acero S275JR*

Propiedades	
Nombre:	1.0044 (S275JR)
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión de von Mises máx.
Límite elástico:	2.75e+008 N/m <sup>2</sup>
Límite de tracción:	4.1e+008 N/m <sup>2</sup>
Módulo elástico:	2.1e+011 N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson:	0.28
Densidad:	7800 kg/m <sup>3</sup>
Módulo cortante:	7.9e+010 N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de dilatación térmica:	1.1e-005 /Kelvin

El siguiente paso es aplicar las condiciones de contorno a la pieza es decir sus restricciones de movimiento y las cargas. Se aplica la sujeción de bisagra fija en todos los taladros de la pieza (flechas verdes). Se le define la carga, fuerza normal de 2104N repartidos uniformemente por la cara azul que se aprecia en la imagen.

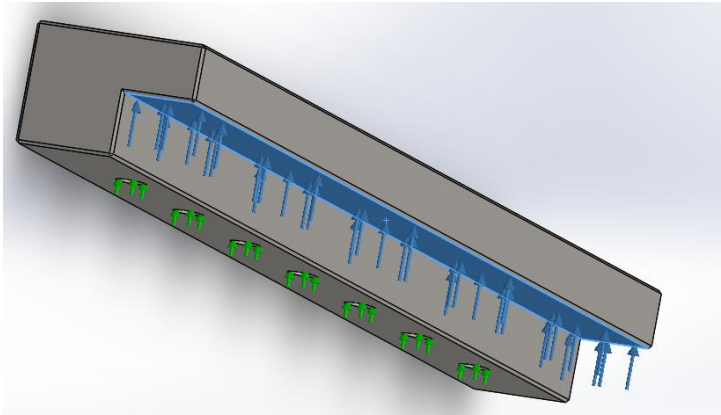


Ilustración 45 Guía inferior con las condiciones de contorno caso de carga uniformemente repartida

Se ha aplicado una malla al sólido de tamaño de elemento de 4mm.

Los resultados para las tensiones según el criterio de Von Mises son:

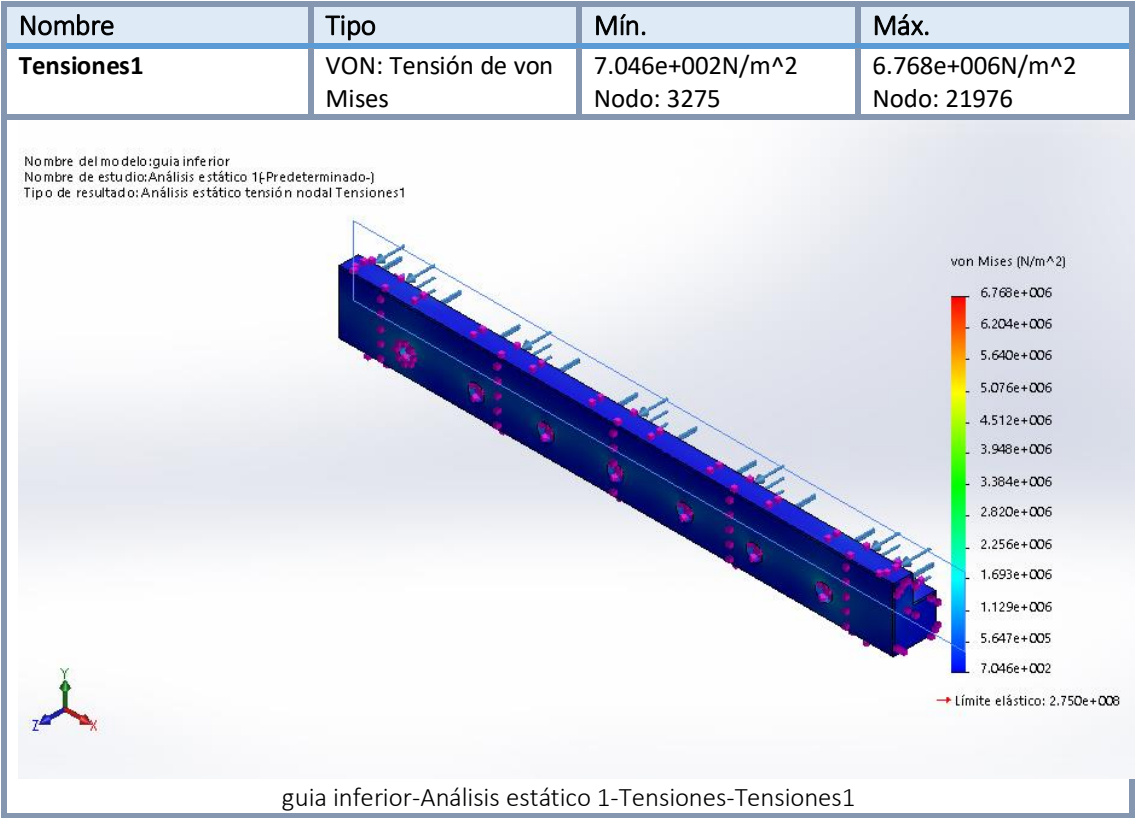


Ilustración 46 Tensiones de Von Mises de la guía inferior



Se comprueba que el punto de mayor tensión es de 6,768MPa y como el material tiene su límite elástico en 275MPa, la conclusión es que la pieza está muy poco tensa y por ello no sufre.

En cuanto a desplazamientos se obtiene que los puntos que más se deforman son las esquinas y se desplazan un valor de  $9,988 \cdot 10^{-4} \text{mm}$  lo que en ningún caso supone un problema. A continuación se muestra la imagen de la pieza deformada, cabe destacar que el desplazamiento está exagerado en la imagen.

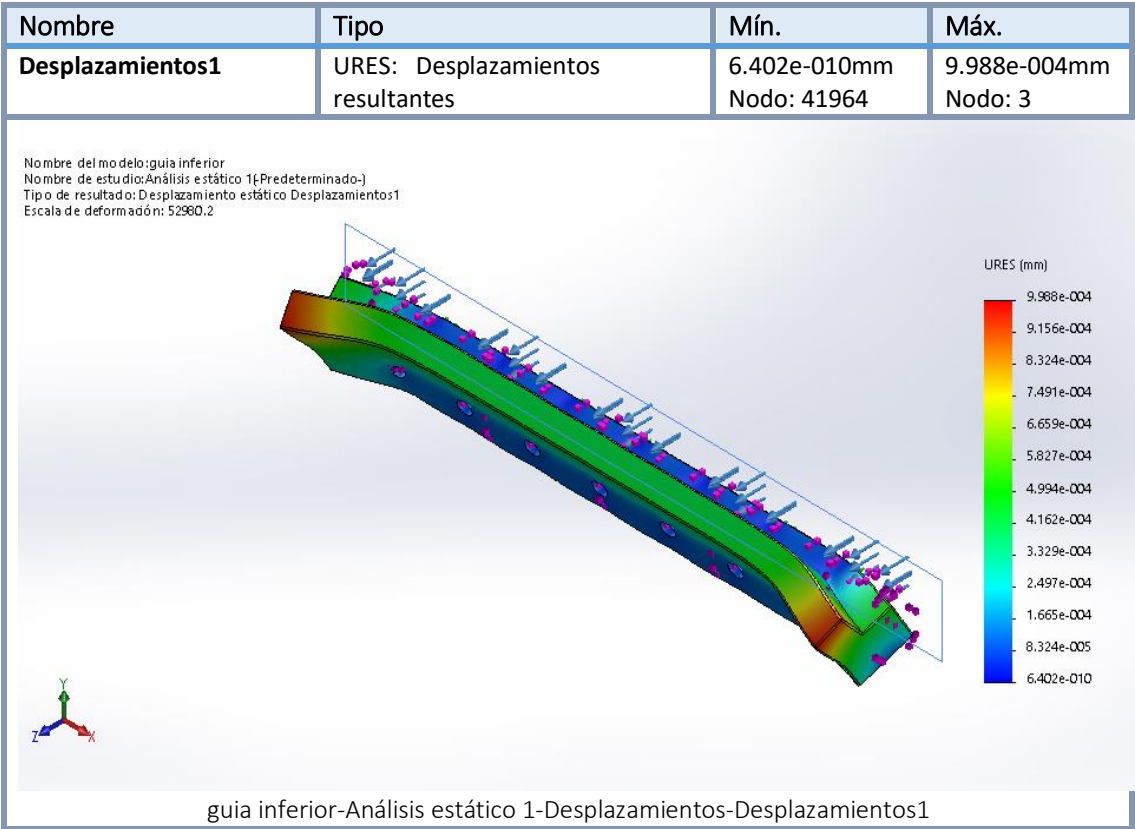


Ilustración 47 Desplazamientos de la guía inferior

### 6.1.2 Carga localizada en un punto extremo

Podría darse el caso en que en un instante la carga no se encuentre uniformemente distribuida por la cara de la guía debido a que el troquel se ha atascado. Es por ello que vamos a realizar el cálculo en este caso más desfavorable.

Se aplica el mismo material, la misma malla y sujeción pero ahora se aplica la carga de 2014N en una arista lateral como se aprecia en la imagen.



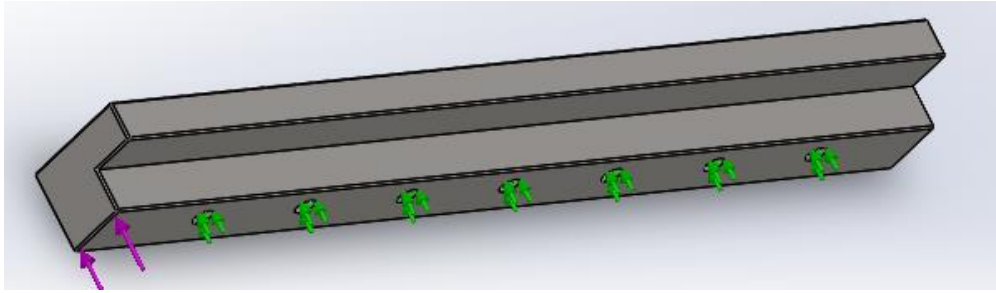
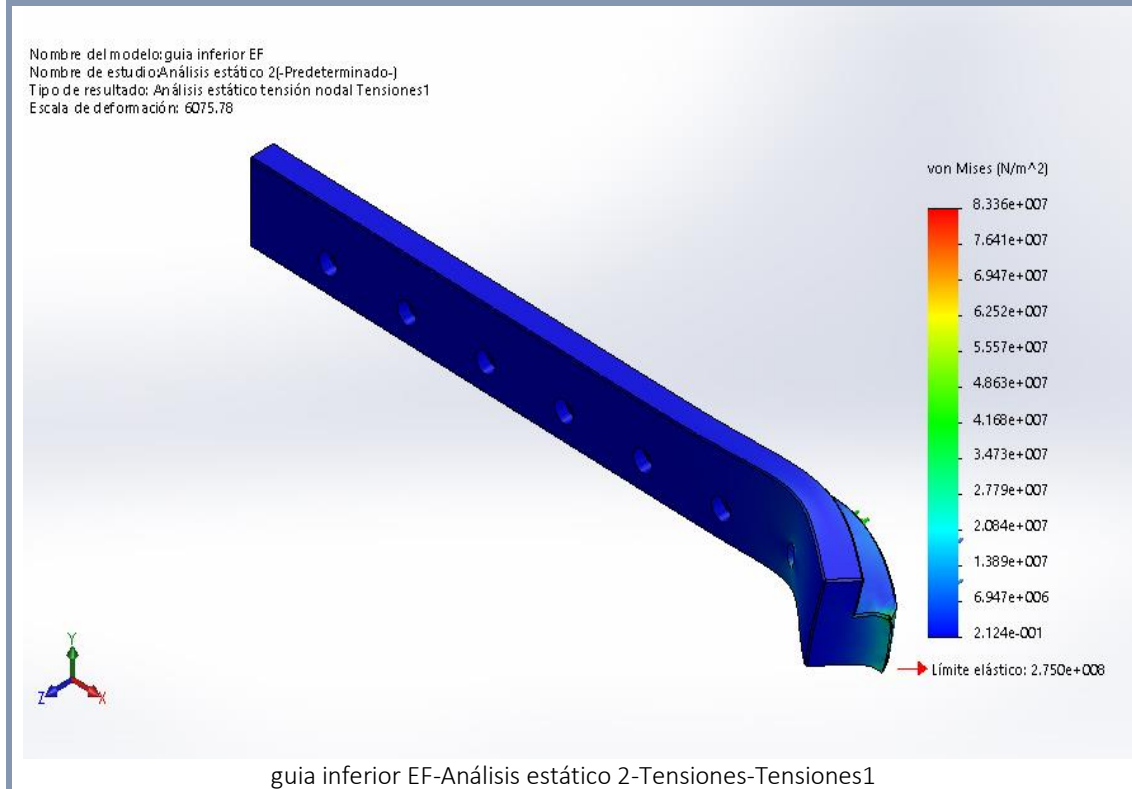


Ilustración 48 Condiciones de contorno caso de carga 2

Los resultados para las tensiones según el criterio de Von Mises son:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<b>Tensiones1</b>	VON: Tensión de von Mises	2.124e-001N/m <sup>2</sup> Nodo: 15175	8.336e+007N/m <sup>2</sup> Nodo: 9529



Se comprueba que la pieza en este estado de carga está sometida a tensiones más altas, siendo el valor máximo de 83,36MPa. El límite elástico del material es de 275MPa por lo tanto se comprueba que la pieza no está demasiado tensa y el material es adecuado para la geometría y las cargas que actúan sobre ella.

En cuanto a desplazamientos se obtiene que los puntos que más se deforman son donde se aplica la carga siendo el valor máximo  $8,72 \cdot 10^{-3}$ mm lo que no

supone ningún problema. A continuación se muestra la imagen de la pieza deformada.

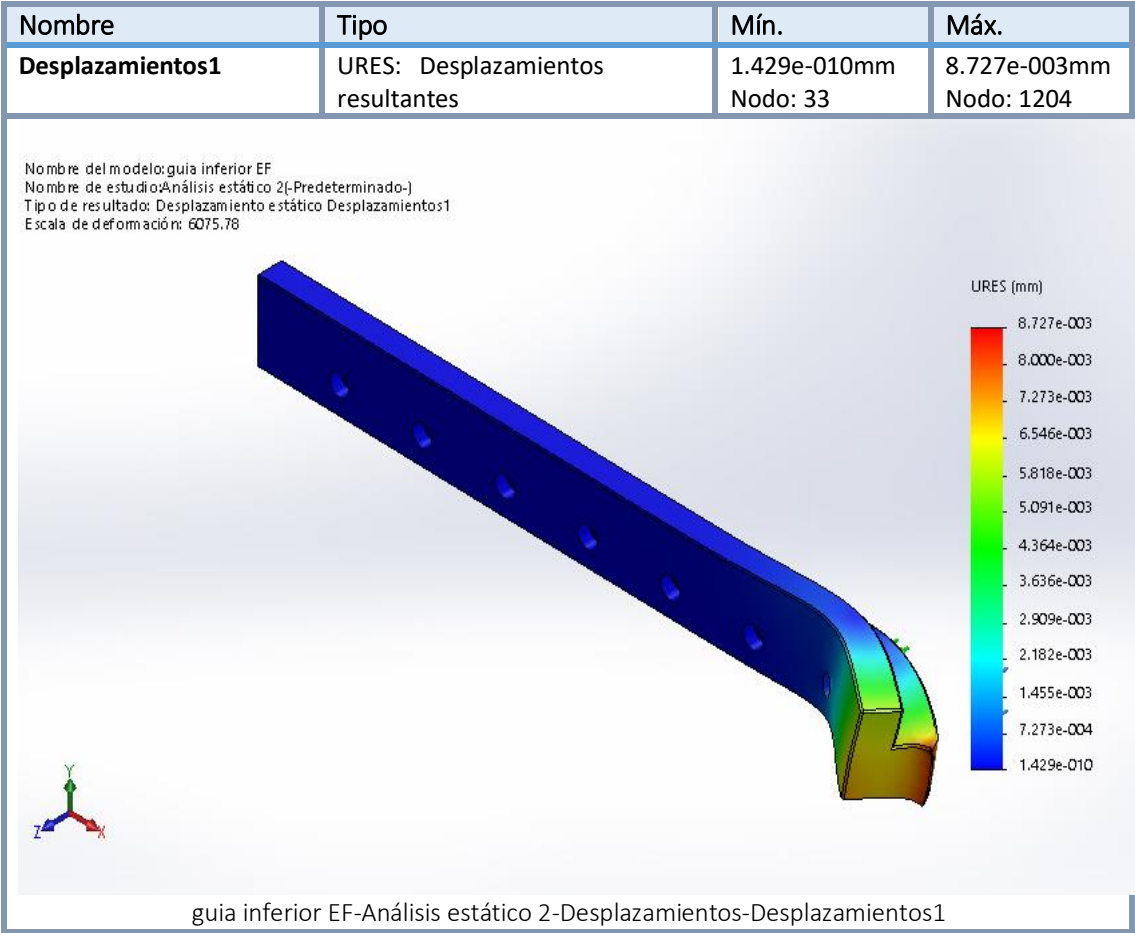


Ilustración 49 Desplazamientos de la guía sometida al estado de carga 2

El factor de seguridad para este estado de carga es de 3,3. En el estado de carga 1 (carga uniformemente distribuida) era de 41 lo que daba a pensar que quizás podría emplearse un material de menor calidad y más económico para la fabricación de la pieza pero como en el estado de carga dos este baja a 3,3 se considera que el material es adecuado.

### 6.2 Estudio de la placa de empuje

Para el estudio de la palca inferior se tienen en cuenta dos casos simplificados:

1. Carga está uniformemente distribuida en la superficie de apoyo entre el troquel y la placa.
2. Cargan está concentrada en un instante en un extremo de la placa debido a un desequilibrio instantáneo de las cargas producido por el atasco del troquel.

### 6.2.1 Carga uniformemente distribuida

Se aplica el material de acero estructural S275JR (como en el caso de la guía inferior).

Se dan las condiciones de contorno. La sujeción es de tipo bisagra fija en los tornillos y Rodillo/Control deslizante en el taladro para el husillo.

Se aplica la fuerza de 2014N uniformemente distribuida en la superficie de contacto como se aprecia en la imagen.

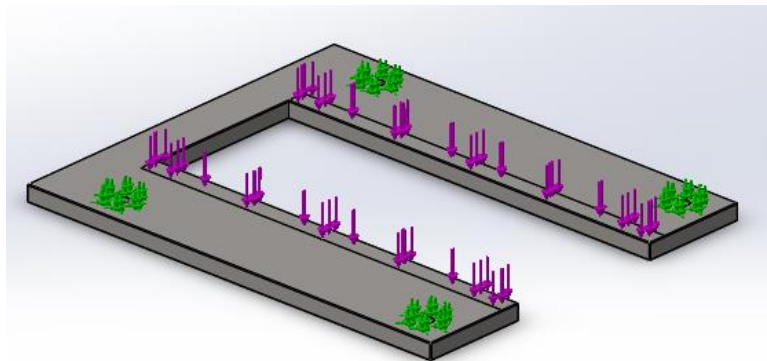


Ilustración 50 Condiciones de contorno de la placa de empuje en el estado de carga 1

Se aplica una malla sólida con tamaño de elemento 14,5 mm.

Las tensiones obtenidas según el criterio de Von Mises son:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1.166e+003N/m <sup>2</sup> Nodo: 3883	1.139e+008N/m <sup>2</sup> Nodo: 28929

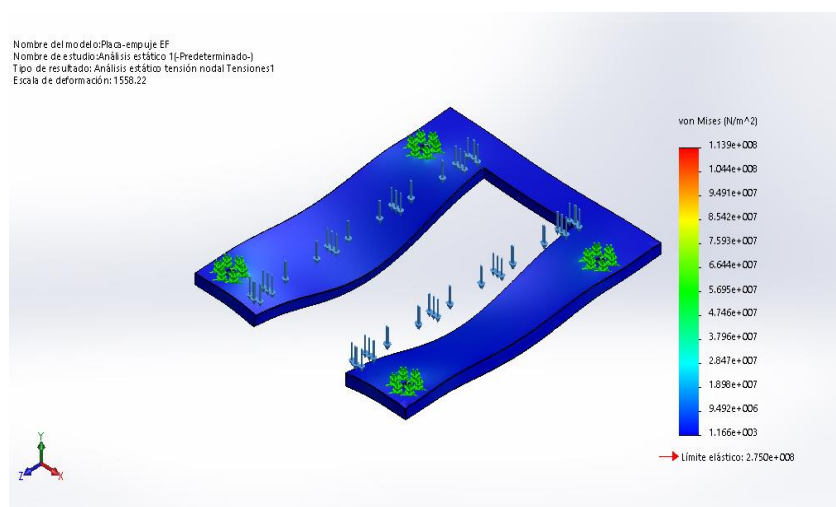
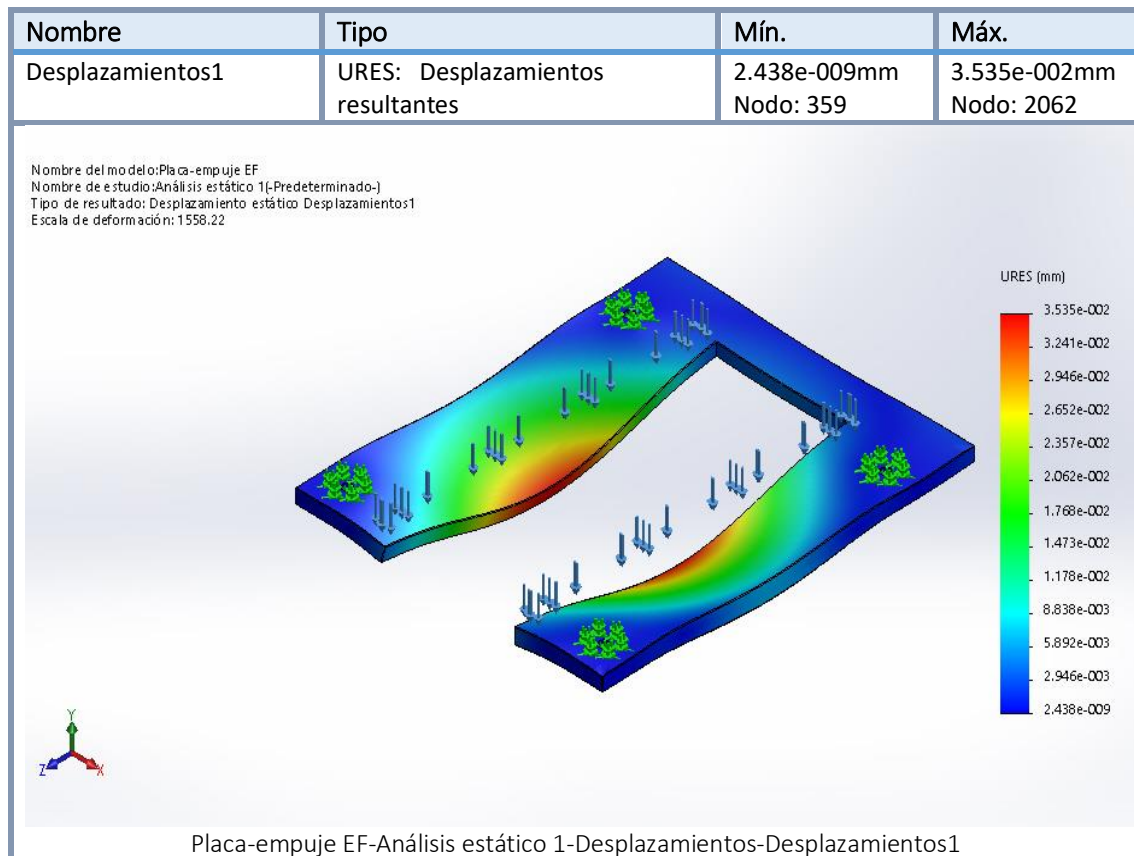


Ilustración 51 Tensiones de Von Mises de la placa de empuje en estado de carga 1

Se comprueba que la tensión máxima es de 113,9 MPa y se da en la zona central de la placa. El límite elástico del material es de 275 MPa por lo tanto se comprueba que la pieza está sometida a tensión pero resiste.

Las deformaciones de la pieza son entorno a las 3 centésimas de milímetro en la zona central, lo que no supone un riesgo. A continuación se muestra la imagen de los desplazamientos.



El factor de seguridad para esta pieza es de 2,4.

### 6.2.2 Carga puntual

Se debe comprobar el caso extremo que es cuando el troquel queda atascado. Esto supone que la carga no estará uniformemente distribuida por toda la superficie de apoyo.

Se modifica el estado de carga y solo se aplica en una pequeña sección (flechas moradas) de apoyo como se muestra en la imagen.

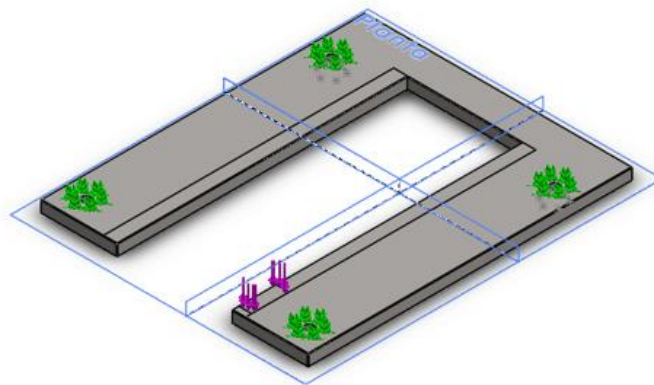


Ilustración 52 Condiciones de contorno para la placa de empuje en el estado 2 de carga

El resultado para las tensiones según el criterio de Von Mises es:

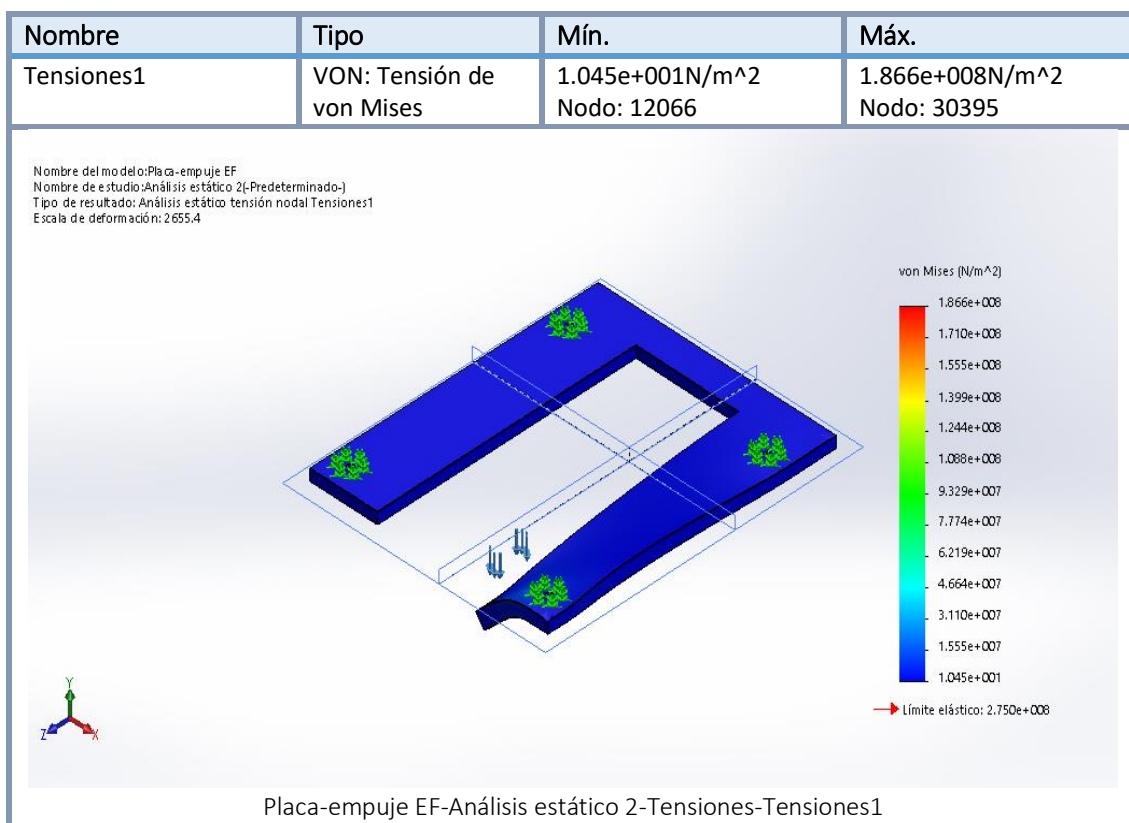


Ilustración 53 Tensiones de Von Mises de la placa de empuje con el estado de carga 2

La tensión máxima es de 186MPa lo que da un factor de seguridad de 1,5 suficiente puesto que es un caso extremo y no se da de manera continua.

La deformación máxima se da en la punta y tiene un desplazamiento de 2 centésimas de milímetro lo que no supone un problema.

A continuación se aprecian las deformaciones sobre la pieza:

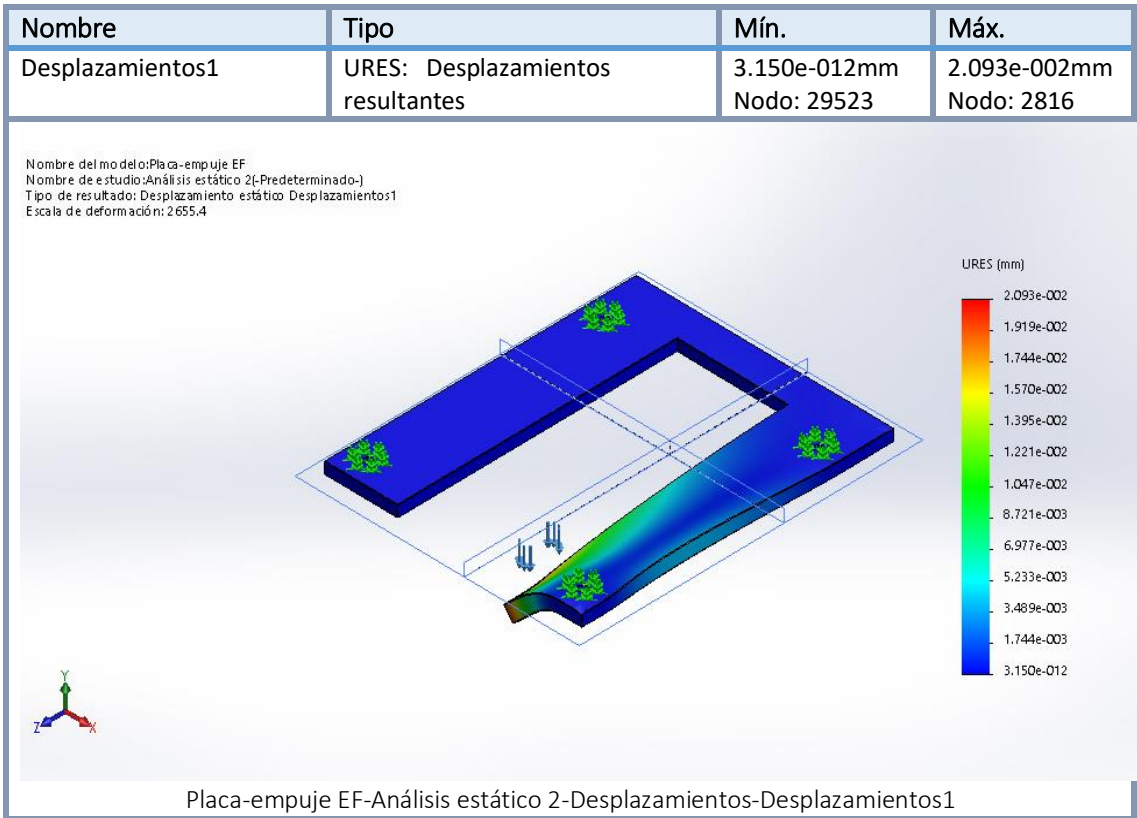


Ilustración 54 Desplazamientos de la placa de empuje sometida al estado de carga 2

Se han comprobado los dos casos y en ninguno de ellos se observa que las tensiones sean superadas a las proporcionadas por el material por lo tanto se concluye que el material es adecuado para la geometría de la pieza y las cargas a la que está sometida.

## 7 Proceso de fabricación y montaje

### 7.1 Listado de piezas

#### 7.1.1 Piezas mecanizadas

A continuación se detalla el listado de las piezas mecanizadas necesarias para la fabricación de la máquina. Se adjunta la información sobre el material, cantidad y número de plano, el conjunto de planos se encuentra en el anexo.

*Tabla 10 Listado de piezas mecanizadas*

ID	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD
1	Placa-empuje	1	S275JR	1
2	Bastidor bancada	2	Perfil en frío	1
3	Buje disco 14	3	S275JR	1
4	Guía inferior	4	S275JR	2
5	Guía tope trasero	5	S275JR	1
6	Separador rodillo tensor	6	S275JR	2
7	Soporte rodamiento	7	S275JR	4
8	Soporte rodillo tensor	8	S275JR	1
9	Tablero bancada	9	Chapa negra	1
10	Chapa plegada soporte motor	10	Chapa blanca	1
11	Moyu	11	S275JR	1

### 7.1.2 Piezas comerciales que requieren mecanizado

En este apartado se recogen los elementos comerciales que requieren de algún tipo de mecanizado. En la tabla se especifica la referencia comercial del elemento, una pequeña descripción, el número de plano y la cantidad.

*Tabla 11 Listado de piezas comerciales que requieren mecanizado*

ID	REFERENCIA COMERCIAL	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO	CANTIDAD
1	Z20 6 (4B1)D CSR	Disco de 20 dientes, paso 6 para cadena tipo 4B1 (piñón doble)	12	2
2	Z20 6 (4B1)P CSR	Piñón de 20 dientes, paso 6 para cadena tipo 4B1	13	3
3	Husillo RTS 1203	Husillo trapecial RTS 1203 (longitud 537)	14	4
4	NFEFM123 12X3	Tuerca trapezoidal 12x3	15	4
5	Z14 6 (4B1)D CSR	Disco de 14 dientes, paso 6 para cadena tipo 4B1 (motorreductora)	16	1
6	Z14 6 (4B1)D CSR	Disco de 14 dientes, paso 6 para cadena tipo 4B1 (rodillo tensor)	17	1



### 7.1.3 Elementos comerciales

En la siguiente tabla se recogen los elementos comerciales necesarios para la construcción de la máquina. Recoge la información de la referencia comercial, una breve descripción del componente y la cantidad necesaria para la fabricación de la máquina.

Tabla 12 Listado de componentes comerciales

ID	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ISO10642-tornillo-M8X35	Tornillo cabeza avellanada hexagonal hueca M8X35-8.8	18
2	ISO7089-arandelaM8	Arandela plana M8	26
3	ISO4032-tuercaM8	Tuerca hexagonal M8-8.8	24
4	MRH-71/355 0,16/0,25 B3 (CIDEPA)	Motorreductora	1
5	Washer ISO 7092 - 12	Arandela plana M12	1
6	ISO 7040-M12-N	Tuerca autoblocante M12	1
7	Rodamiento 688 (ISO 15 ABB - 388 - 12,SI,NC,12_68)	Rodamiento rígido de bolas	1
8	ISO 4762 M8 x 40 - 28S	Tornillo cabeza hueca hexagonal M8X40-8.8	1
9	cadena 04B1 (longitud 50 eslabones)	Cadena primaria	1
10	cadena 04B1 (longitud 286 eslabones)	Cadena secundaria	1
11	Eslabón de unión cadena 04B1 (REF 10016002)	Eslabón de unión cadena 04B1	2
12	ISO 4762 M8 x 30 - 30N	Tornillo cabeza hueca hexagonal M8X30-8.8	4
13	ISO 4762 M8 x 20 - 20N	Tornillo cabeza hueca hexagonal M8X20-8.8	2
14	_62_28_Rodamiento	Rodamiento rígido de bolas	4
15	ISO8752-pasadorelastico-4x45	Pasador elástico 4x45	8
16	ISO4762-tornillo-M6X40	Tornillo cabeza hueca hexagonal M6X40	16
17	NFEFM 123 12x3	Tuerca trapezoidal 12x3 bronce	4
18	ISO 4026 M6x10	Tornillo prisionero	1
19	ISO 4026 M6x5	Tornillo prisionero	3
20	ISO 4026 M4x10	Tornillo prisionero	4
21	A-6710000 (Gave)	Conmutador - inversor	1

22	AK0901000E (Gave)	Caja del conmutador - inversor	1
23	GV2-M03 (Gave)	Guardamotor	1
24	GV2-MC02 (Gave)	Caja del guardamotor	1
25	17054 (Egaña caucho-metal)	Casquillo pie nivelador	4
26	12634 (Egaña caucho-metal)	Pie nivelador	4

## 7.2 Proceso de montaje

En este capítulo se explican los pasos para la fabricación y el montaje de la máquina.

### 7.2.1 Fabricación del bastidor de la bancada

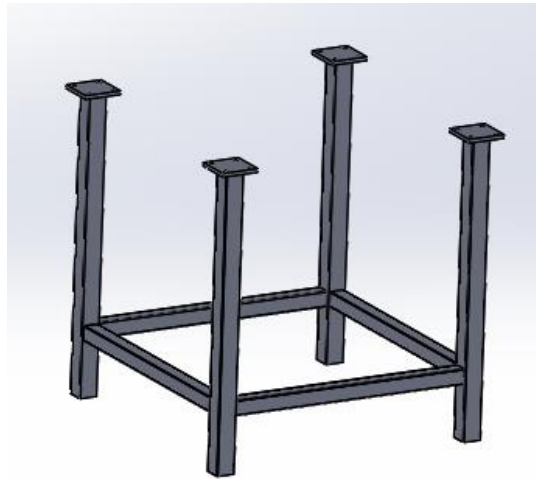
Para la fabricación del bastidor de la bancada se parte del material necesario que es:

- Cuatro tubos cuadrados de perfil en frío de sección 50x50 y espesor 2mm de longitud 790mm.
- Cuatro tubos cuadrados de perfil en frío de sección 50x50 y espesor 2mm de longitud 650mm.
- Cuatro chapas diseñadas bajo el nombre de Chapa 1 con nº de plano 14. Se tratan de chapas cuadradas de espesor 10 mm de sección 100x100 con 4 taladros pasantes, uno en cada esquina que permiten la unión atornillada con el tablero de la bancada. Se fabrica en chapa negra ya que no requiere de cualidades mecánicas elevadas. Una de las formas de fabricación más económica para esta pieza es mediante corte por láser, ya que se trata de una chapa metálica que no requiere de tolerancias dimensionales muy estrictas.

El proceso de fabricación del bastidor será mediante soldadura MIG/MAG (soldadura a gas y arcos metálico). La diferencia entre MIG y MAG es que en la primera el gas es inerte que suele ser argón o una mezcla de argón y helio mientras que en la MAG se trata de un gas activo que suele ser una mezcla de argón y CO<sub>2</sub> y en ocasiones con pequeñas cantidades de oxígeno. Se aplicará un cordón continuo en todas las uniones.

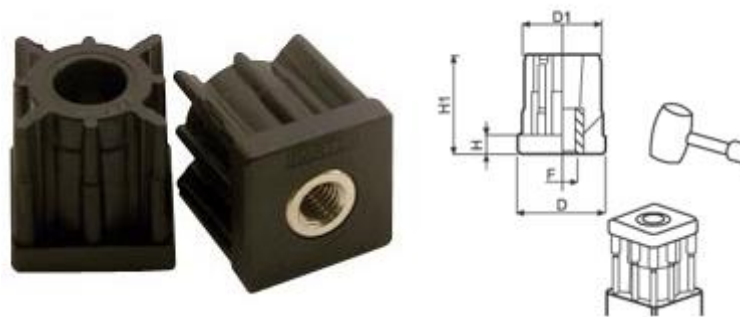
El procedimiento más sencillo para soldar el bastidor, será en primer lugar soldar los tubos respetando las cotas que se definen en el plano nº 2 y después soldar las chapas superiores centrándolas en el perfil.

En la siguiente imagen en perspectiva se representa el bastidor.

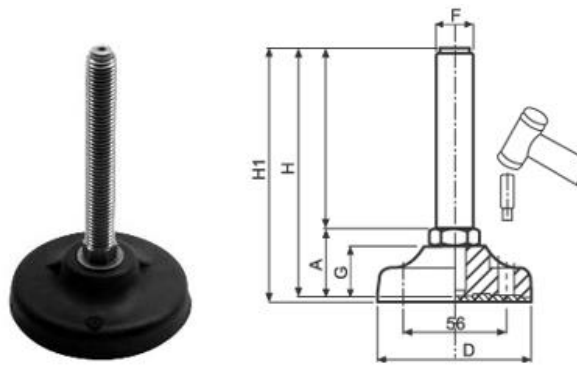


*Ilustración 55 Imagen en perspectiva del bastidor*

Para poder nivelar la bancada adaptándose a las posibles irregularidades del suelo se colocan en cada una de las patas un casquillo roscado para pie nivelador y un pie nivelador. A continuación se muestran los dos elementos comerciales.



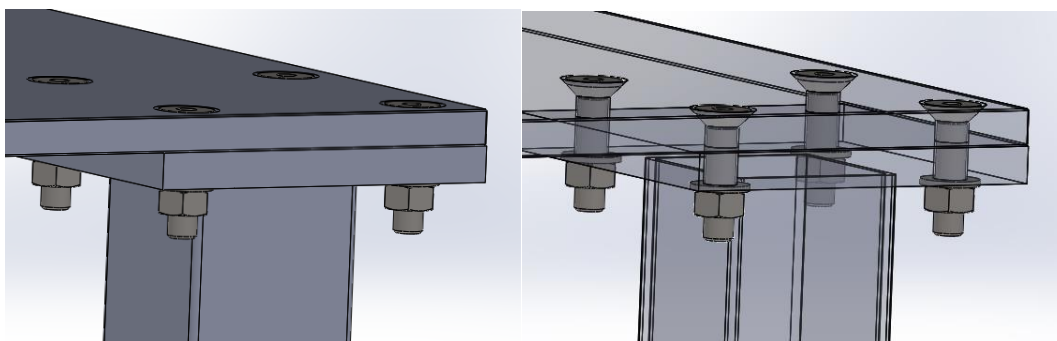
*Ilustración 56 Casquillo roscado para tubo cuadrado para pie nivelador Ref: 17054 [21]*



*Ilustración 57 Pie nivelador Ref: 12634 [22]*

### **7.2.2 Montaje del tablero de la bancada**

Una vez fabricado el bastidor el siguiente paso es montar sobre él el tablero de la bancada. Para ello se atornillan las cuatro esquinas. Cada esquina con cuatro tornillos de cabeza avellanada hueca hexagonal (ISO 10642) de M8X35 calidad 8.8, cuatro arandelas (ISO 7089) de M8 y cuatro tuercas (ISO 4032) de M8. Se ha escogido tornillo de cabeza avellanada para que no sobresalgan las cabezas en el tablero y no estorben a la hora del empleo de la máquina. Se ha optado por la unión pasante y tuerca para evitar el mecanizado de las roscas en el tablero ya que supone mayor coste económico y porque no hay ningún problema de acceso para colocar la tuerca. En las siguientes imágenes las unión en una de las esquinas.

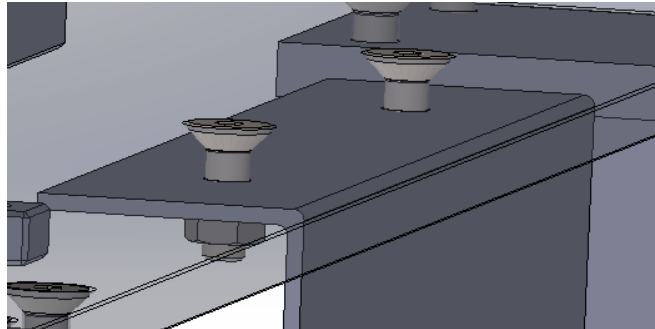


*Ilustración 58 Unión entre el tablero de la bancada y el bastidor*

Al montar el tablero se debe tener en cuenta la posición de la misma. El lateral donde tiene 3 taladros para la guía tope trasero debe coincidir con el tubo de la bancada que tiene taladros para colocar la chapa del soporte motor.

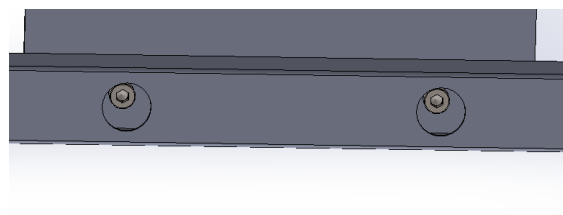
### 7.2.3 Montaje de la chapa del motor

El siguiente paso es atornillar la chapa del soporte del motor a la bancada. La primera unión es entre la chapa y el tablero de la bancada. Para ello se necesitan dos tornillos de cabeza avellanada hueca hexagonal (ISO 10642) de M8X35 calidad 8.8, dos arandelas (ISO 7089) de M8 y dos tuercas (ISO 4032) de M8. Se han escogido el mismo tipo de unión que entre el tablero y la bancada ya que las necesidades son las mismas. En la siguiente imagen se ilustra la unión.



*Ilustración 59 Unión de la chapa de soporte motor a la bancada*

La segunda unión es entre la chapa de soporte del motor y el bastidor de la bancada. Para ello se emplean dos tornillos de cabeza hueca hexagonal (ISO 4762) de M8x25 calidad 8.8, dos arandelas (ISO 7089) M8 y dos tuercas (ISO 4032) de M8. Para colocar los tornillos se necesitará un alargador de llave de vaso hexagonal para poder acceder al taladro. En las siguientes imágenes se representa la unión.



*Ilustración 60 Unión inferior de la chapa motor a la bancada*

### 7.2.4 Montaje del subconjunto soporte-rodamiento-tuerca-piñón-husillo

#### 7.2.4.1 **Montaje del soporte, rodamiento y tuerca**

El montaje del soporte del rodamiento, del rodamiento y de la tuerca se debe efectuar en una prensa. Por la posibilidad de necesitar mecanizar la tuerca, se comienza con el montaje de tuerca-rodamiento. Se desconoce la tolerancia de

fabricación de la tuerca ya que no se tiene información por parte del fabricante, por ello, a priori no se conoce el ajuste resultante entre la tuerca y el rodamiento. Si al efectuar el montaje se observa que el ajuste no resulta con apriete se deberá moletear la tuerca para incrementar su diámetro y conseguir un ajuste con mayor apriete. Durante el montaje de los rodamientos es importante que la presión se ejerza sobre la pista del rodamiento que se está introduciendo y nunca sobre la pista libre, para ellos deben emplearse útiles huecos del diámetro apropiado. De esta forma se evita deteriorar el rodamiento.

El montaje continúa con el rodamiento en el soporte.

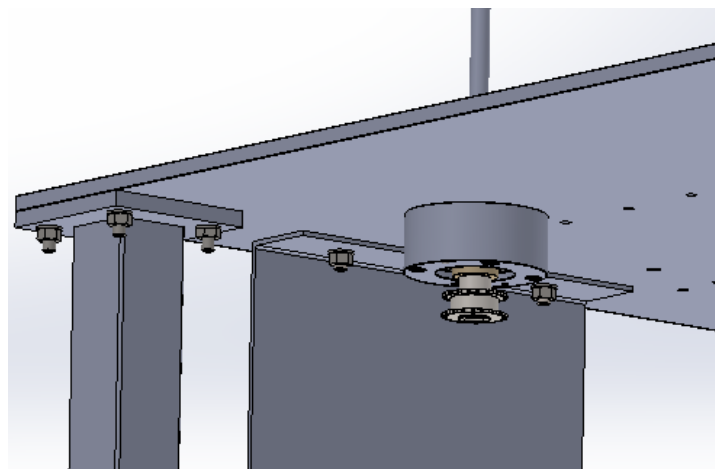
#### **7.2.4.2 Montaje del piñón doble**

Como se explica en el capítulo 9.13.2 para obtener un piñón doble se ha optado por ensamblar un moyú y dos discos. Este montaje debe realizarse en prensa ya que tiene un ajuste con apriete.

#### **7.2.4.3 Colocación de los husillos y los piñones**

Una vez montados los conjuntos de soporte de rodamiento se roscan los husillos a las tuercas, se instalan los tres piñones y el piñón doble y se aprietan provisionalmente los tornillos prisioneros de las tuercas y los piñones.

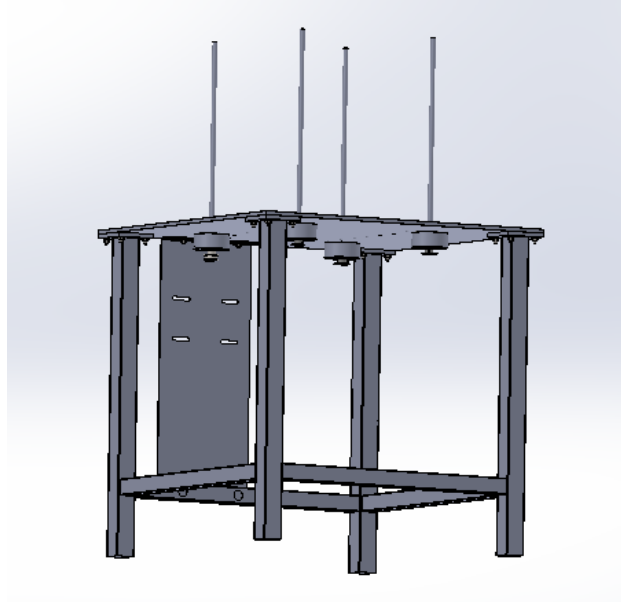
Se colocan los cuatro conjuntos en el tablero de la bancada quedando el soporte en la parte inferior y teniendo en cuenta la colocación del conjunto que lleva el piñón doble, que es en la esquina más cercana a la chapa del motor. En la siguiente ilustración se aprecia la posición.



*Ilustración 61 Posición del soporte en la bancada*

Para fijar los soportes con los husillos al tablero de la bancada se usan 4 tornillos de cabeza hueca hexagonal (ISO4762) M6x40 calidad 8.8 para fijar la unión y pasadores elásticos para ayudar al guiado. Se ha optado por fabricar roscas en el tablero y no usar tuerca para que la superficie de trabajo quede sin estorbos.

En la siguiente imagen se ilustra la máquina en este punto del montaje.



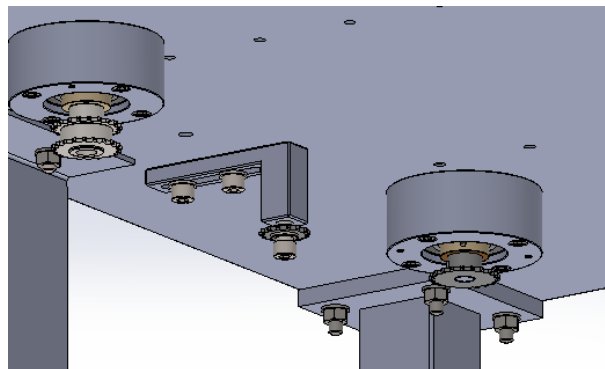
*Ilustración 62 Montaje de la máquina*

### **7.2.5 Montaje del rodillo tensor**

Para el montaje del rodillo tensor se deben seguir los siguientes pasos:

- Montar en prensa el disco sobre el rodamiento.
- Montar el soporte del rodillo, los separadores y el rodamiento.
- Colocar el rodillo tensor en la bancada dejando los tornillos sin apretar.

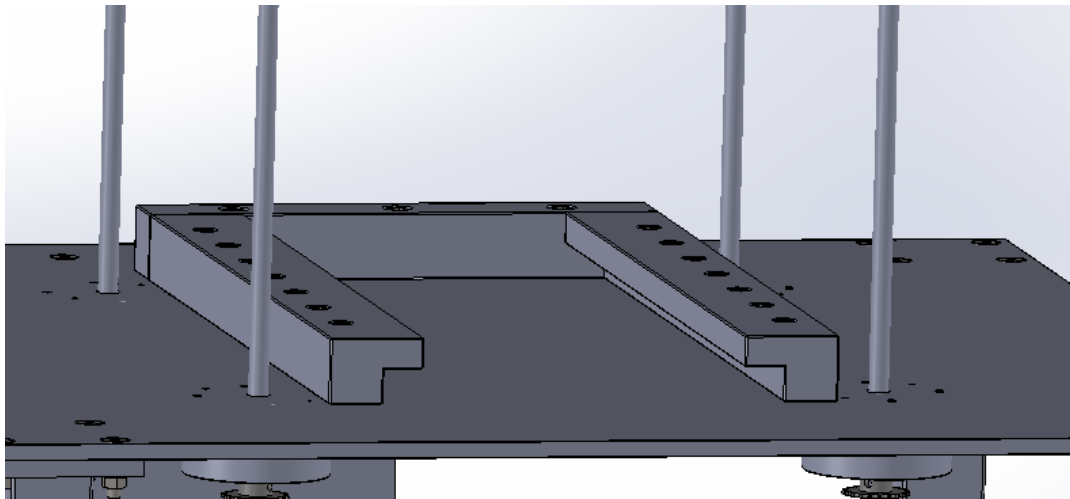
En la siguiente imagen se aprecia la posición del rodillo tensor.



*Ilustración 63 Posición del rodillo tensor*

### 7.2.6 Montaje de las guías y el tope trasero

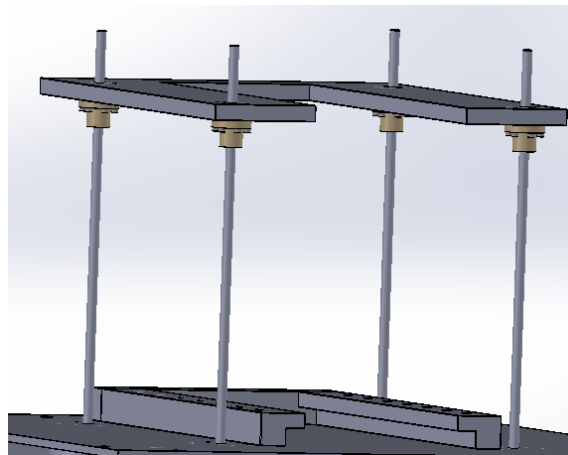
Se atornilla el tope trasero con tornillos de cabeza hueca hexagonal (ISO4762) M10x40. Después se colocan las dos guías laterales cada una de ellas con siete tornillos de cabeza hueca hexagonal (ISO4762) M8x40 calidad 8.8. A la hora de atornillar las guías se debe tener en cuenta la posición de las mismas, estas deben quedar como se muestra en la siguiente imagen.



*Ilustración 64 Posición de las guías*

### 7.2.7 Montaje de las tuercas superiores y la placa de empuje

Para montar las cuatro tuercas superiores el primer paso es roscar una tuerca en cada husillo e intentar dejarlas a la misma altura. Colocar la placa de empuje en posición y al ir aproximando la placa de empuje ajustar las tuercas para que queden el conjunto quede paralelo al tablero de la bancada. Una vez posicionado se atornillan las cuatro tuercas mediante tornillos de cabeza hueca hexagonal de M5x30. El montaje queda como se ilustra en la imagen.



*Ilustración 65 Montaje parte superior de la máquina*



### **7.2.8 Instalación de las cadenas de transmisión y la motorreductora.**

El orden para instalar las cadenas de transmisión y el accionamiento es el siguiente:

- Atornillar la motorreductora a la chapa de soporte.
- Montaje de la cadena de transmisión primaria mediante un eslabón de unión.
- Montaje de la cadena de transmisión secundaria mediante un eslabón de unión.
- Tensado de la cadena secundaria, esto se consigue desplazando el rodillo tensor hasta anular el juego.

### **7.2.9 Ajuste**

Se debe realizar un ajuste final para asegurar el paralelismo entre la placa de empuje y la bancada. Para ello se comprueba la distancia de cada una de las esquinas de la placa de empuje a la bancada, todas deben ser iguales. Para modificar la altura de las esquinas que lo requieran se siguen los siguientes pasos:

- Aflojar los tornillos prisioneros de la tuerca de soporte y del piñón.
- Girar el husillo hasta que la placa de empuje alcance la cota deseada.
- Apretar los tornillos prisioneros de la tuerca de soporte y del piñón.

Se comprueba de nuevo la separación de la placa y se repite el procedimiento tantas veces como sea necesario.

### **7.2.10 Instalación eléctrica**

El montaje de la pequeña instalación eléctrica requiere de los siguientes pasos:

- Montar el mecanismo de accionamiento eléctrico.
- Conectar el mecanismo a la motorreductora mediante una manguera eléctrica de 3x1,5.
- Conectar el mecanismo a la red eléctrica mediante una manguera de 4x1,5.
- Conectar la toma de tierra a la chapa del soporte del motor.

### **7.2.11 Comprobación**

Consiste en la verificación del paralelismo entre la placa de empuje y la bancada.

Los pasos a seguir son los siguientes:

- Se coloca la placa de empuje bajada.
- Se introduce el troquel.
- Se acciona la máquina y justo antes de que entre en contacto el troquel con la placa de empuje se para. Se comprueba la separación entre ambas mediante galgas. La diferencia máxima de separación no debe superar los 0,10mm, en caso de que sea superior se ejecuta de nuevo el ajuste como se explica en el apartado 10.2.9.

Esta comprobación deberá realizarse siempre que se encuentren dificultades en la maniobra.

## 8 Comprobación de especificaciones

Para poder certificar el correcto funcionamiento de la máquina se prevén los siguientes pasos:

1. Subida y bajada en vacío
2. Verificación del paralelismo en tres posiciones en vacío
3. Proceso de subida y bajada del troquel
4. Verificación del paralelismo sin desmontar el troquel a tres alturas
5. Ciclo de subida y bajada con el troquel
6. Verificación del paralelismo en tres posiciones con el troquel

Con las dos primeras pruebas se pretende detectar fallos de montaje y/o diseño antes de comprobar realmente su funcionamiento. La medición de paralelismo se realizada al 10%, 50% y 90% del recorrido.

La tercera comprueba la utilidad de la máquina.

La cuarta permite detectar posibles desajustes de montaje. Si estas cuatro primeras pruebas no son superadas se debe reajustar y comprobar de nuevo la máquina.

La quinta es un ciclo de treinta iteraciones que sirve para comprobar la fiabilidad de la máquina.

La sexta es necesaria para determinar que la máquina no sufre ni se desajusta por el trabajo.

## 9 Presupuesto

En las siguientes tablas se detalla el presupuesto desglosado por partidas.

En esta tabla se recogen las piezas mecanizadas, aquellas que no se encuentran disponibles comercialmente y se precisa su fabricación unitaria bajo plano.

*Tabla 13 Presupuesto de las piezas mecanizadas*

Partida	Denominación	Material (€)	Tiempo (h)	Precio M.O. (€/h)	Cantidad	Precio unitario (€)	Importe (€)
<b>Piezas mecanizadas</b>	Placa-empuje	50	1	50	1	100	100,00
	Bastidor bancada	40	2,5	50	1	165	165,00
	Buje disco 14	1,3	1	50	1	51,3	51,30
	Guía inferior	18,6	0,5	50	2	43,6	87,20
	Guía tope trasero	1,11	0,5	50	1	26,11	26,11
	Separador rodillo tensor	0,5	0,25	50	2	13	26,00
	Soporte rodamiento	13,4	0,5	50	4	38,4	153,60
	Soporte rodillo tensor	1,25	0,5	50	1	26,25	26,25
	Tablero bancada	65	2	50	1	165	165,00
	Chapa plegada soporte motor	15	0,75	50	1	52,5	52,50
	Moyu	2,5	0,5	50	1	27,5	27,50
<b>Total:</b>							<b>880,46</b>

A continuación se recogen los elementos comerciales.

Tabla 14 Presupuesto de las piezas comerciales

Partida	Denominación	Material (€)	Tiempo (h)	Precio M.O. (€/h)	Cantidad	Precio unitario (€)	Importe (€)
Piezas comerciales	ISO10642-tornillo-M8X35	0,6	0	0	18	0,6	10,80
	ISO7089-arandelaM8	0,015	0	0	26	0,015	0,39
	ISO4032-tuercaM8	0,12	0	0	24	0,12	2,88
	MRH-71 0,16/0,25 CV B3 (CIDEPA)		0	0	1	0	0,00
	Washer ISO 7092 - 12	0,015	0	0	1	0,015	0,02
	ISO 7040-M12-N	0,4	0	0	1	0,4	0,40
	Rodamiento 688 (ISO 15 ABB - 388 - 12,SI,NC,12_68)	1,54	0	0	1	1,54	1,54
	ISO 4762 M8 x 40 - 28S	0,6	0	0	1	0,6	0,60
	cadena 04B1 (longitud 336 eslabones, 2,5 m)	32,5	0	0	1	32,5	32,50
	Eslabón de unión de cadena 04B1	0,87	0	0	2	0,87	1,74
	ISO 4762 M8 x 30 - 30N	0,6	0	0	4	0,6	2,40
	ISO 4762 M8 x 20 - 20N	0,6	0	0	2	0,6	1,20
	_62_28_Rodamiento	11,86	0	0	4	11,86	47,44
	ISO8752-pasadorelastico-4x45	0,2	0	0	8	0,2	1,60
	ISO4762-tornillo-M6X40	0,6	0	0	16	0,6	9,60
	NFEFM 123 12x3	19,15	0	0	4	19,15	76,60
	ISO 4026 M6x10	0,8	0	0	1	0,8	0,80
	ISO 4026 M6x5	0,8	0	0	3	0,8	2,40
	ISO 4026 M4x10	0,6	0	0	4	0,6	2,40
	A-6710000 (Gave)	47,48	0	0	1	47,48	47,48
	AK0901000E (Gave)	18,5	0	0	1	18,5	18,50
	GV2-M03 (Gave)	14,88	0	0	1	14,88	14,88
	17054 casquillo pie nivelador	5,78	0	0	4	5,78	23,12
	12634 pie nivelador	4,56	0	0	4	4,56	18,24
	GV2-MC02 (Gave)	6,36	0	0	1	6,36	6,36
						<b>Total:</b>	<b>323,89</b>

Se detalla el listado de piezas comerciales que requieren de un mecanizado posterior para adaptarlas a la máquina.

Tabla 15 Presupuesto de las piezas comerciales mecanizadas

Partida	Denominación	Material (€)	Tiempo (h)	Precio M.O. (€/h)	Cantidad	Precio unitario (€)	Importe (€)
<b>Piezas comerciales mecanizadas</b>	Z20 6 (4B1)D CSR	2,64	0,5	50	2	27,64	55,28
	Z20 6 (4B1)P CSR	7,56	0,5	50	3	32,56	97,68
	Husillo RTS 1203	4,2	0,25	50	4	16,7	66,80
	NFEFM123 12X3	7	0,25	50	4	19,5	78,00
	Z14 6 (4B1)D CSR	2,22	0,5	50	1	27,22	27,22
	Z14 6 (4B1)D CSR	2,22	0,5	50	1	27,22	27,22
<b>Total:</b>							<b>352,20</b>

La instalación eléctrica se recoge a continuación.

Tabla 16 Presupuesto de la instalación eléctrica

Partida	Denominación	Material (€)	Tiempo (h)	Precio M.O. (€/h)	Cantidad	Precio unitario (€)	Importe (€)
<b>Instalación</b>	Montaje de la instalación eléctrica	0	1	30	1	30	30,00
<b>Total:</b>							<b>30,00</b>

Las diferentes fases de montaje se recogen a continuación.

Tabla 17 Presupuesto del montaje

Partida	Denominación	Material (€)	Tiempo (h)	Precio M.O. (€/h)	Cantidad	Precio unitario (€)	Importe (€)
<b>Montaje</b>	Montaje de la bancada	0	0,5	30	1	15	15,00
	Montaje subconjunto husillo	0	0,5	30	4	15	60,00
	Montaje rodillo tensor	0	0,5	30	1	15	15,00
	Montaje de las guías	0	1	30	1	30	30,00
	Montaje placa de empuje	0	1	30	1	30	30,00
	Montaje de las cadenas y motorreductora	0	0,5	30	1	15	15,00
<b>Total:</b>							<b>165,00</b>

Ajuste del paralelismo de la placa de empuje respecto al tablero de la bancada.

Tabla 18 Presupuesto del ajuste

Partida	Denominación	Material (€)	Tiempo (h)	Precio M.O. (€/h)	Cantidad	Precio unitario (€)	Importe (€)
<b>Ajuste</b>	Ajuste según apartado 10.2.9	0	1	30	1	30	30,00
<b>Total:</b>							<b>30,00</b>

Verificación del paralelismo entre la placa de empuje y el tablero de la bancada.

Tabla 19 Presupuesto de la comprobación

Partida	Denominación	Material (€)	Tiempo (h)	Precio M.O. (€/h)	Cantidad	Precio unitario (€)	Importe (€)
<b>Comprobación</b>	Comprobación según apdo 10.2.11	0	0,5	30	1	15	15,00
<b>Total:</b>							<b>15,00</b>

En la siguiente tabla se resume el presupuesto total.

Tabla 20 Resumen del presupuesto total

<b>PRESUPUESTO</b>	
<b>Partida</b>	
Piezas mecanizadas	880,46
Piezas comerciales	323,89
Piezas comerciales mecanizadas	352,20
Instalación	30,00
Montaje	165,00
Ajuste	30,00
Comprobación	15,00
<b>Total (€):</b>	<b>1796,55</b>
<b>IVA(21%)(€):</b>	<b>377,27</b>
<b>Importe total IVA incluido(€):</b>	<b>2173,82</b>

## **10 Líneas futuras**

Si las necesidades productivas requiriesen minimizar los tiempos de cambio de utillaje en las líneas se podría plantear un sistema automático de cambio de utillaje para los troqueles. La integración de la máquina en un sistema así, exigiría un rediseño de la máquina: automatización del accionamiento, diseño de un sistema que permita traspasar el troquel de la prensa a la máquina y posible rediseño de partes de la máquina. Esto exigiría cambiar el sistema de anclaje de la propia prensa incluso la distribución de la línea.

Todo esto queda fuera del alcance de este proyecto inicial.



## 11 Conclusiones

Después de desarrollar este trabajo de fin de grado se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- El uso de la máquina aporta seguridad en la operación de cambio de utillaje.

Una de las premisas por las que se ha diseñado esta máquina era para intentar hacer la operación de cambio de utillaje una maniobra más segura. Con el control del movimiento mediante los husillos y la baja velocidad de apertura del troquel esta premisa se consigue.

- Se alarga la vida útil del troquel cuando se efectúan los cambios de utillaje empleando la máquina.

Con el procedimiento actual de cambio de utillaje los troqueles son expuestos a golpes y palancas que los deterioran y disminuyen su vida útil. Con la introducción de esta máquina auxiliar en el cambio de utillaje se protege al troquel de esos golpes y de posibles averías como atascos de las guías alargando así su vida útil.

- Es viable económicamente la fabricación de una máquina auxiliar que ayude en el cambio de utillajes en un troquel.

Una duda que surge cuando se presenta un proyecto de la fabricación de una máquina es si económicamente es factible. Después del diseño y del desarrollo del presupuesto se ha comprobado que con una cuantía no muy elevada se puede fabricar la máquina. La inversión se recuperará con el tiempo que se reduce en cada cambio de utillaje.

## 12 Bibliografía

- [1] ALJU, «31BIEMH,» 24 Abril 2019. [En línea]. Available: <https://biemh.bilbaoexhibitioncentre.com/expositor/ALJU/producto/GRAN-ALLADORA-DE-GANCHO-REGINA-161/18865/?idioma=E>. [Último acceso: 10 Enero 2020].
- [2] Direct Industry, «Direct Industry,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/wafios-aktiengesellschaft/product-40974-1817830.html>. [Último acceso: 16 Noviembre 2019].
- [3] Ibérica de Suspensiones S.L., «Troqueles de estampación línea de tubo,» 2019.
- [4] Norelem, «Norelem,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.norelem.es/es/es/Productos/Vista-general-de-producto/Sistema-flexible-de-piezas-est%C3%A1ndar/03000-Piezas-de-presi%C3%B3n-con-resorte-Pernos-de-bloqueo-Topes-Elementos-de-centrado-y-posicionamiento-Fijaciones-Tuercas-correderas-en-ranura/Brid>. [Último acceso: 18 Noviembre 2019].
- [5] Suzuki88, «Suzuki88,» 13 Abril 2013. [En línea]. Available: <https://suzuki88.mforos.com/194412/10829526-rectificado-motor-f10a-sj410/?pag=2>. [Último acceso: 21 Noviembre 2019].
- [6] Unceta, «Unceta,» 2020. [En línea]. Available: <https://ecommerce.unceta.es/brida-de-horquilla-escalonada-c77140.html>. [Último acceso: 20 Diciembre 2019].
- [7] Tecnopower, Catálogo Husillos de rosca trapecial, Barcelona, 2017.
- [8] Cidepa, «Cidepa,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.cidepa-sincron.com/es/2/mrh-motorreductor-de-engranajes>. [Último acceso: 20 Enero 2020].
- [9] Talleres Baiz, «Baiz,» 2019. [En línea]. Available: <http://www.baiz.net/es/productos-producto-estandar/ejemplo->

dimensionado-conjunto-husillo-tuerca. [Último acceso: 13 Diciembre 2019].

- [10] Roller, «Catálogo del fabricante Causer,» 2019. [En línea]. Available: <http://www.roller.es/catalogo/marcas-propias/causer/>. [Último acceso: 1 Febrero 2020].
- [11] SGTransmisiones, «SGTransmisiones,» 2020. [En línea]. Available: [http://www.sgtransmisiones.com/info/pdf/cadenas/cadena\\_sgt.pdf](http://www.sgtransmisiones.com/info/pdf/cadenas/cadena_sgt.pdf). [Último acceso: 2 Febrero 2020].
- [12] SKF, «SKF Bearing select,» 2020. [En línea]. Available: <https://skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing>. [Último acceso: 24 Febrero 2020].
- [13] SKF, «SKF,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>. [Último acceso: 1 Marzo 2020].
- [14] «Prontuario de ingeniería civil,» [En línea]. Available: <http://prontuarios.info/materiales/acero>.
- [15] Facom, «Facom,» 2019. [En línea]. Available: <https://rodavigo.net/catalogos/FACOM/07%20Apriete%20controlado/FACOM%2002%20Los%20servicios%20facom.pdf>. [Último acceso: 19 enero 2020].
- [16] Universidad de Cantabria, «owc Universidad de Cantabria,» [En línea]. Available: <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1542/course/section/1990/4.2%20Ajustes.pdf>.
- [17] ZEN, «Zen catálogo estandar V.10/12,» [En línea]. Available: [https://www.rodaunion.es/media/imagenes/Catalogos/Rodamientos%20y%20accesorios/Otros%20rodamientos%20y%20accesorios/ZEN\\_Catalogue\\_V10.12.pdf](https://www.rodaunion.es/media/imagenes/Catalogos/Rodamientos%20y%20accesorios/Otros%20rodamientos%20y%20accesorios/ZEN_Catalogue_V10.12.pdf). [Último acceso: 3 Marzo 2020].

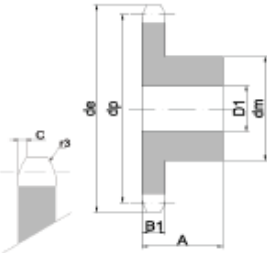
- [18] Gave, «Gave,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.gave.com/>. [Último acceso: 1 Abril 2020].
- [19] Denor, «Denor Motor Protective Circuit Breakers and Auxiliaries,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.denor.com/wp-content/uploads/2017/04/Denor-Motor-Protective-Circuit-Breakers-and-Auxiliaries.pdf>. [Último acceso: 5 Abril 2020].
- [20] Ministerio de industria, turismo y comercio, Guía técnica de aplicación: Instalaciones interiores, 2009.
- [21] Egaña Caucho-Metal, «Egaña Caucho-Metal,» 2020. [En línea]. Available: [https://www.eganasl.com/es/imprimir\\_ficha/ficha\\_tecnica\\_pdf.html?id=1012](https://www.eganasl.com/es/imprimir_ficha/ficha_tecnica_pdf.html?id=1012). [Último acceso: 12 Abril 2020].
- [22] Egaña caucho-metal, «Egaña caucho-metal,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.eganasl.com/es/ar/916/12634.html>. [Último acceso: 12 Abril 2020].

## **ANEXOS**

1	Documentación de los elementos comerciales integrados en el diseño .....	1
2	Planos de fabricación.....	19

# 1 Documentación de los elementos comerciales integrados en el diseño

## PIÑONES:

PIÑONES SPROCKETS		6 x 2,8 mm 04 - 1	Z	d <sub>a</sub>	d <sub>p</sub>	Simple				Doble				Triple			
						d <sub>m</sub>	D <sub>i</sub>	A	Kg.	d <sub>m</sub>	D <sub>i</sub>	A	Kg.	d <sub>m</sub>	D <sub>i</sub>	A	Kg.
<div>Para cadena de rodillos For roller chains</div> <div></div>		8	18	15,67	9,8	5	10	0,01									
		9	19,9	17,54	11,5	5	10	0,01									
		10	21,7	19,42	13	6	10	0,01									
		11	23,6	21,3	14	6	10	0,01									
		12	25,4	23,18	16	6	10	0,02									
		13	27,3	25,05	18	6	10	0,02									
		14	29,2	26,96	20	6	10	0,03									
		15	31	28,86	20	6	10	0,03									
		16	33	30,76	20	8	13	0,03									
		17	35	32,65	20	8	13	0,04									
		18	36,9	34,55	20	8	13	0,04									
		19	38,8	36,44	20	8	13	0,04									
		20	40,7	38,34	20	8	13	0,04									
		21	42,6	40,25	25	8	13	0,06									
		22	44,5	42,16	25	8	13	0,06									
		23	46,4	44,06	25	8	13	0,06									
		24	48,3	45,96	25	8	13	0,07									
		25	50,2	47,87	25	8	13	0,07									
		26	52,1	49,76	30	8	15	0,10									
		27	54	51,67	30	8	15	0,10									
28	55,9	53,58	30	8	15	0,11											
29	57,8	55,5	30	8	15	0,11											
30	59,8	57,42	30	8	15	0,11											
31	61,7	59,31	30	10	15	0,11											
32	63,6	61,21	30	10	15	0,12											
33	65,5	63,11	30	10	15	0,12											
34	67,4	65,02	30	10	15	0,12											
35	69,3	66,93	30	10	15	0,13											
36	71,2	68,84	30	10	15	0,13											
37	73,1	70,75	30	10	15	0,14											
38	75	72,66	30	10	15	0,14											
39	76,9	74,57	30	10	15	0,14											
40	78,9	76,47	30	10	15	0,15											
45	88,5	86,01	62	12	18	0,30											
50	98	95,55	62	12	18	0,40											
57	111,4	108,93	62	12	18	0,45											
76	147,6	145,19	80	16	34	1,30											

PIÑÓN		SPROCKET		mm	
Radio diente	Tooth radius	r <sub>3</sub>	6		
Ancho curva	curve width	C	0,7		
Ancho diente	Tooth width	B <sub>1</sub>	2,6		

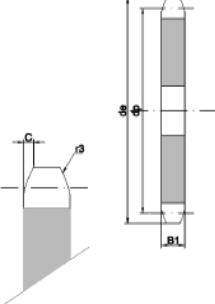
Z.57 y Z.76 ancho del disco (excepto diente)  
B<sub>1</sub> = 4mm

Z.57 and Z.76 plate-wheel width (except tooth)  
B<sub>1</sub> = 4mm

CADENA		CHAIN		mm	
Paso	Pitch	6			
Ancho interior	Inner width	2,8			
Diámetro rodillo	Roller diameter	4			

DISCOS:

Discos		6x2,8mm	Z	d <sub>e</sub>	d <sub>p</sub>	S	D	T
Plate wheels		04-1			D <sub>1</sub>	Kg.		
Para cadena de rodillos	s/ DIN 8187	ISO/R 606	8	18	15,67	5	0,01	
			9	19,9	17,54	5	0,01	
For roller chains			10	21,7	19,42	6	0,01	
			11	23,6	21,3	6	0,01	
			12	25,4	23,18	6	0,01	
			13	27,3	25,05	8	0,01	
			14	29,2	26,96	8	0,01	
			15	31	28,86	8	0,01	
			16	33	30,76	8	0,01	
			17	35	32,65	8	0,01	
			18	36,9	34,55	8	0,02	
			19	38,8	36,44	8	0,02	
			20	40,7	38,34	8	0,02	
			21	42,6	40,25	8	0,02	
			22	44,5	42,16	8	0,02	
			23	46,4	44,06	8	0,03	
			24	48,3	45,96	8	0,03	
			25	50,2	47,87	8	0,03	
			26	52,1	49,76	8	0,03	
			27	54	51,67	8	0,04	
			28	55,9	53,58	8	0,04	
			29	57,8	55,5	8		
			30	59,8	57,42	8	0,05	
			31	61,7	59,31	8		
			32	63,6	61,21	10	0,05	
			33	65,5	63,11	10	0,06	
			34	67,4	65,02	10	0,06	
			35	69,3	66,93	10	0,07	
			36	71,2	68,84	10	0,07	
			37	73,1	70,75	10	0,07	
			38	75	72,66	10	0,08	
			39	76,9	74,57	10		
			40	78,9	76,47	10	0,09	
			41	80,8	78,38			



DISCO		PLATE-WHEEL		mm	
Radio diente	Tooth radius	r3	6		
Ancho curva	curve width	C	0,7		
Ancho diente	Tooth width	B1	2,6		

A partir de Z.51 ancho del disco (excepto diente) h=4mm  
As from Z.51 plate-wheel (except tooth) h=4mm

CADENA		CHAIN		mm	
Paso	Pitch	6			
Ancho interior	Inner width	2,8			
Diámetro rodillo	Roller diameter	4			

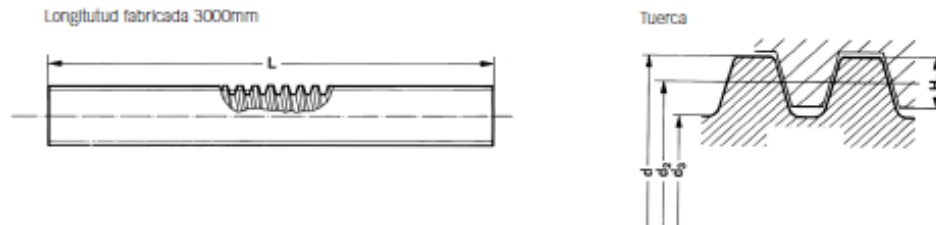
42	82,7	80,28	12	0,10	
43	84,7	82,19	12		
44	86,6	84,1	12		
45	88,5	86,01	12	0,11	
46	90,4	87,92	12	0,12	
47	92,3	89,93	12		
48	94,2	91,74	12	0,13	
49	96,1	93,64	12		
50	98	95,55	12	0,14	
51	99,9	97,46	12		
52	101,8	99,37	12	0,25	
53	103,7	101,27	12		
54	105,6	103,17	12	0,26	
55	107,6	105,08	12	0,27	
56	109,5	107	12	0,28	
57	111,4	108,93	12	0,29	
58	113,3	110,82	12	0,30	
59	115,2	112,71	12		
60	117,1	114,62	12	0,33	
62	120,9	118,45	16	0,35	
64	124,7	122,27	16	0,37	
65	126,6	124,18	16	0,38	
66	128,5	126,09	16	0,40	
68	132,4	129,91	16		
70	136,2	133,73	16	0,45	
72	140	137,55	16		
75	145,7	143,28	16		
76	147,6	145,19	16	0,53	
78	151,5	149,01	16	0,59	
80	155,3	152,82	16	0,67	
85	164,8	162,37	16	0,77	
90	174,4	171,92	16	0,85	
95	183,9	181,47	16	0,94	
100	193,5	191,01	16		
110	212,6	210,11	16		
114	220,2	217,75	16	1,23	
120	231,7	229,2	16	1,37	
125	241,2	238,75	16	1,48	

## HUSILLO:

### HUSILLOS TRAPECIALES LAMINADOS RTS

MATERIAL: 1.0503 (C45)

CALIDAD DE LA ROSCA: 7e



#### LAMINADO

Código	Dimensiones					Eficiencia (1)		Precisión µm/ 300 mm	Rectitud mm/mm	Momento de Inercia (mm <sup>4</sup> )	Peso (kg/m)
	$\beta \times$ paso	$d_1$ (4h)	$d_2$ (7e)	$d_3$ (7h)	$H_1$	$f = 0,1$	$f = 0,2$				
RTS 1203	12x3	12	10,415	8,500	1,5	0,47	0,31	100	0,5/300	215	0,65
RTS 1604	16x4	16	13,905	11,500	2,0	0,47	0,31	100	0,5/300	738	1,17
RTS 1804	18x4	18	15,905	13,500	2,0	0,44	0,28	100	0,5/300	1434	1,53
RTS 2004	20x4	20	17,905	15,500	2,0	0,41	0,26	100	0,5/300	2534	1,94
RTS 2205	22x5	22	19,394	16,500	2,5	0,45	0,28	100	0,2/300	3232	2,29
RTS 2405	24x5	24	21,394	18,500	2,5	0,42	0,27	100	0,2/300	5175	2,78
RTS 2505	25x5	25	22,394	19,500	2,5	0,41	0,26	100	0,2/300	6423	3,05
RTS 2605	26x5	26	23,394	20,500	2,5	0,40	0,25	100	0,2/300	7884	3,33
RTS 2805	28x5	28	25,394	22,500	2,5	0,38	0,23	100	0,2/300	11539	3,92
RTS 3006	30x6	30	26,882	23,000	3,0	0,41	0,26	100	0,2/300	13650	4,38
RTS 3206	32x6	32	28,882	25,000	3,0	0,39	0,24	100	0,2/300	17580	5,06
RTS 3606	36x6	36	32,882	29,000	3,0	0,36	0,22	100	0,2/300	34540	6,56
RTS 4007	40x7	40	36,375	32,000	3,5	0,38	0,23	100	0,2/300	53030	8,03
RTS 5008	50x8	50	45,868	41,000	4,0	0,35	0,21	100	0,2/300	136930	12,90
RTS 6009	60x9	60	55,360	50,000	4,5	0,34	0,20	100	0,2/300	302600	18,74
RTS 7010	70x10	70	64,850	59,000	5,0	0,33	0,19	100	0,4/300	587540	25,80
RTS 8030	80x10	80	74,850	69,000	5,0	0,30	0,17	100	0,4/300	1069390	34,39

(1) Efecto útil para la conversión de un movimiento giratorio en un movimiento lineal, con un coeficiente de fricción  $f=0,1$  y  $f=0,2$ .

Rosca a izquierda código: RTS1804I

Sobre pedido disponible en pasos largos: 12x6, 18x8, 20x20, 25x25, 30x30.

Material en acero Inox. AISI304 código: RTS1804INOX

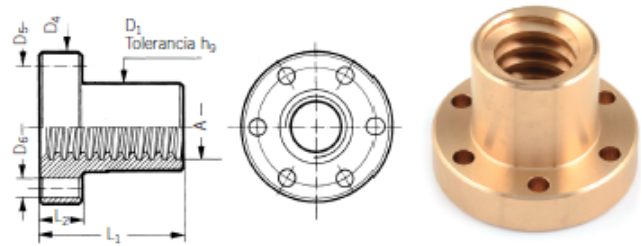


# TUERCA TRAPEZIAL:

## TUERCAS COMPLETAS DE BRONCE EFM

- Para transmisiones de movimiento en operación continua, con unas características de uso particularmente buenas.
- Apropriadadas para ser utilizadas como tuerca de seguridad
- Pueden ser utilizadas en combinación con husillos inox resistentes a la corrosión.

**MATERIAL:** Bronce Cu Sn5 Zn5 Pb5-C



Código	Ø x paso	Dimensiones (mm)						Peso (kg)	At (mm²)
		D <sub>1</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	6 x D <sub>6</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>		
NFEFM 123	12x3	28	48	38	6	35	12	0,276	400
NFEFM 164	16x4	28	48	38	6	35	12	0,260	530
NFEFM 184	18x4	28	48	38	6	35	12	0,247	610
NFEFM 204	20x4	32	55	45	6,5	44	12	0,370	870
NFEFM 225	22x5	32	55	45	6,5	44	12	0,360	1030
NFEFM 245	24x5	32	55	45	6,5	44	12	0,337	1040
NFEFM 265	26x5	38	62	50	6,5	46	14	0,516	1280
NFEFM 285	28x5	38	62	50	6,5	46	14	0,472	1200
NFEFM 306	30x6	38	62	50	6,5	46	14	0,472	1370
NFEFM 326	32x6	45	70	58	6,5	54	16	0,779	1710
NFEFM 366	36x6	45	70	58	6,5	54	16	0,694	1950
NFEFM 407	40x7	63	95	78	8,5	66	16	1,788	2650
NFEFM 508	50x8	72	110	90	10,5	75	18	2,500	4540
NFEFM 609	60x9	88	130	110	12,5	90	20	4,260	5490
NFEFM 7010	70x10	95	140	120	12,5	105	22	5,303	7500

**At:** superficie de apoyo total entre los dientes del husillo y los dientes de la tuerca en el plano perpendicular al eje.

## MOTORREDUCTORA:



### INTRODUCCIÓN: (MRH-MRHS-CR)

Los motoredutores serie MRH se caracterizan por la posición de los ejes de entrada y salida coaxiales. Están compuestos por dos trenes de engranajes helicoidales. Su mayor particularidad es la elevada compactidad y silenciosidad de funcionamiento.

### CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

La serie **MRH**, es un reductor coaxial de engranajes cilíndricos helicoidales, contruidos en acero F-1540 cementado (dureza 58-60 Rockwell C), con los flancos de diente rectificadas en calidad 6 DIN 3962.

Los ejes están contruidos en acero F-155, cementados (dureza 56-62 Rockwell C).

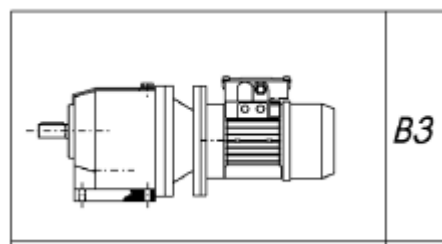
Las carcasas están contruidas en fundición gris GG-25 para todos los tamaños de reductor, lo que le da un inmejorable comportamiento a fatiga, ante vibraciones o cualquier otro tipo de contratiempo que no podamos evitar en el montaje.

Con los retenes de **NITRILO BUTADIENO** según DIN 3760, rodamientos alta calidad y una terminación con imprimación EPOXI (dos componentes), y acabado de **ESMALTE MONOCAPA** (dos componentes) de color gris (RAL 7672), dan como resultado el reductor más competitivo del mercado.

### POSICIÓN DE MONTAJE

Para el montaje de un reductor es necesario tener en cuenta las siguientes prescripciones para el buen funcionamiento del mismo:

- Buena fijación sobre una superficie plana, que evite vibraciones o tensiones no deseadas.
- Si se prevén cargas no uniformes o arranques continuados, se aconseja intercalar acoplamientos elásticos, embragues, limitadores de par, etc.
- Si fuese necesario pintar el reductor, cubrir los retenes a fin de evitar que se resequen y pierdan estanqueidad.
- El mecanizado de las piezas que se instalen en los ejes de salida, deberán llevar tolerancia ISO H7 o h8 para el eje hueco.



## FACTOR DE SERVICIO

El factor de servicio de un reductor, tiene en cuenta las variaciones de la carga y las sobrecargas, con el tiempo de funcionamiento, para un trabajo determinado.

Tipo de carga	Horas de funcionamiento diario								
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8h/día	16h/día	24h/día	8h/día	16h/día	24h/día
	Nº arranques < 10/h			Nº arranques 10/h a 40/h			Nº arranques > 40/h		
Uniforme	1	1,2	1,3	1,1	1,3	1,4	1,2	1,4	1,5
Sobrecarga ligera	1,2	1,4	1,5	1,3	1,5	1,6	1,4	1,6	1,7
Sobrecarga pesada	1,5	1,6	1,7	1,6	1,7	1,8	1,7	1,8	2

Nota: estos valores del factor de servicio se incrementan un 20% en caso de montar motores freno, si se alterna el sentido de giro o si existen sobrecargas en momentos puntuales.

## MANTENIMIENTO

Los reductores del tamaño MRH-71, MRH-80 y MRH-90 van provistos de lubricación permanente, por lo que no necesitan ningún tipo de mantenimiento.

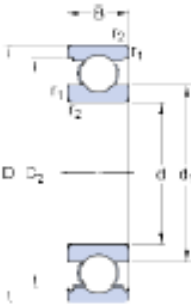
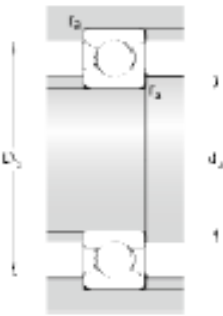
Para el resto de los tamaños, sin lubricación permanente, es conveniente hacer un primer cambio después de sus primeras 300 h. de funcionamiento y un lavado interno con aceite de limpieza (RENOCLEAN HISTOL de FUCHS LUBRICANTES S.A. o similar). Deben controlarse los niveles y efectuar los cambios cada 4.000 h. de trabajo (ver apartado de lubricación). No mezclar aceites minerales con aceites sintéticos.

PRESTACIONES • PERFORMANCE • LEISTUNGEN • PERFORMANCES • PRESTACIONES



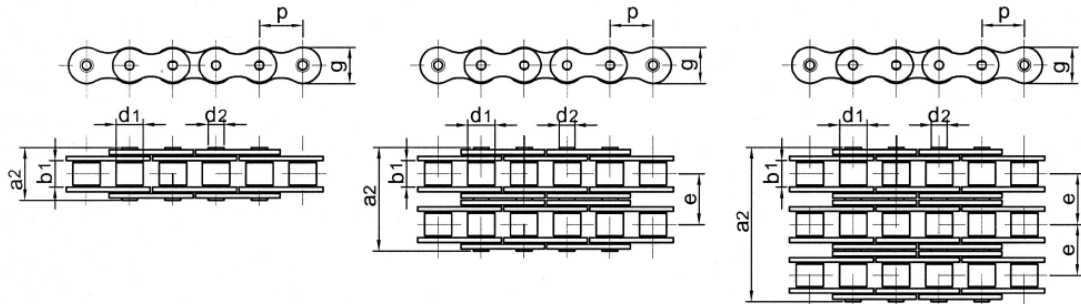
CV entrada	r.p.m. SAL.	Relación I/i	rendimiento	Par Nominal (Kpm)	fs	Peso (Kgs)	Referencia
0,75	15	84,38	0,96	30,86	1	36	MRH-90/15 0,75 B3-B5
0,75	20	73,15	0,96	26,75	1,2	36	MRH-90/20 0,75 B3-B5
0,75	25	58,33	0,96	21,33	1,3	36	MRH-90/25 0,75 B3-B5
0,75	30	47,44	0,96	17,35	1,4	32	MRH-80/30 0,75 B3-B5
0,75	35	39,1	0,96	14,30	1,5	32	MRH-80/35 0,75 B3-B5
0,75	40	32,99	0,96	12,07	1,6	32	MRH-80/40 0,75 B3-B5
0,75	50	28,31	0,96	10,35	1,7	32	MRH-80/50 0,75 B3-B5
0,75	55	26,36	0,96	9,64	1,8	32	MRH-80/55 0,75 B3-B5
0,75	60	23,04	0,96	8,43	1,8	32	MRH-80/60 0,75 B3-B5
0,75	70	19,15	0,96	7,00	2	32	MRH-80/70 0,75 B3-B5
0,75	80	17,35	0,96	6,35	2	32	MRH-80/80 0,75 B3-B5
0,75	90	15,53	0,96	5,68	2	32	MRH-80/90 0,75 B3-B5
0,75	110	13,37	0,96	4,89	1,2	22	MRH-71/110 0,75 B3-B5
0,75	125	11,44	0,96	4,18	1,3	22	MRH-71/125 0,75 B3-B5
0,75	145	9,66	0,96	3,53	1,4	22	MRH-71/145 0,75 B3-B5
0,75	160	8,99	0,96	3,29	1,5	22	MRH-71/160 0,75 B3-B5
0,75	180	7,37	0,96	2,70	1,6	22	MRH-71/180 0,75 B3-B5
0,75	230	6,15	0,96	2,25	1,8	22	MRH-71/230 0,75 B3-B5
0,75	275	5,2	0,96	1,90	2	22	MRH-71/275 0,75 B3-B5
0,75	305	4,68	0,96	1,71	2	22	MRH-71/305 0,75 B3-B5
0,75	355	4,02	0,96	1,47	2	22	MRH-71/355 0,75 B3-B5

RODAMIENTOS:

<b>SKF</b>			
<b>62/28</b>			
<b>Dimensions</b>			
			
d	28	mm	
D	58	mm	
B	16	mm	
d <sub>1</sub>	≈ 37	mm	
D <sub>2</sub>	≈ 51.48	mm	
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm	
<b>Abutment dimensions</b>			
			
d <sub>a</sub>	min. 33.6	mm	
D <sub>a</sub>	max. 52.4	mm	
r <sub>a</sub>	max. 1	mm	
<b>Calculation data</b>			
Basic dynamic load rating	C	16.8	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	9.5	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	0.405	kN
Reference speed		26000	r/min
Limiting speed		16000	r/min
Calculation factor	k <sub>r</sub>	0.025	
Calculation factor	f <sub>0</sub>	13.9	
<b>Mass</b>			
Mass bearing		0.17	kg

CADENA:

CADENA DE RODILLOS / ROLLER CHAINS



Cadena de rodillos simple DIN 8187 / Simple roller chain DIN 8187

ISO Nr.	Paso (P) Pitch (P)		b <sub>1</sub> [mm]	d <sub>2</sub> [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	a <sub>2</sub> [mm]	g [mm]	F <sub>B</sub> [N]	q [kg/m]
	[mm]	[inch]	min		max	max	max	min	≈
04-1	6	-	2,8	1,85	4	7,4	5	3.000	0,12
05B-1	8	-	3	2,31	5	8,6	7,11	4.600	0,18
06B-1	9,525	3/8"	5,72	3,28	6,35	13,5	8,26	9.100	0,41
081-1	12,7	1/2"	3,3	3,66	7,75	10,2	9,91	8.200	0,28
083-1	12,7	1/2"	4,88	4,09	7,75	12,9	10,3	12.000	0,44
084-1	12,7	1/2"	4,88	4,09	7,75	14,8	11,15	16.000	0,49

## PIE NIVELADOR:



EGAÑA CAUCHO-METAL S.L.U. Paseo Egiburuberri, 19C  
Errenteria - cp:20100, Gipuzkoa - España  
Tel: [+34] 943 468835 Fax: [+34] 943 460828  
www.eganasl.com

Pies de Poliamida - Pies de Poliamida con Espiga Fija Inoxidable - 12634

### Pies de Poliamida.

Los pies niveladores están fabricados con bases en poliamida reforzada con fibra de vidrio, en inoxidable y en acero. Las espigas pueden ser fijas o rótulas y en acero normal o en inoxidable.

Los FIJAS poseen una articulación que nivela desde la base de la espiga.

Los ROTULAS disponen de una articulación que permite además de la nivelación desde la base de la espiga, unas inclinaciones de hasta 30°.

### Pies de Poliamida con Espiga Fija Inoxidable .

#### Imagen



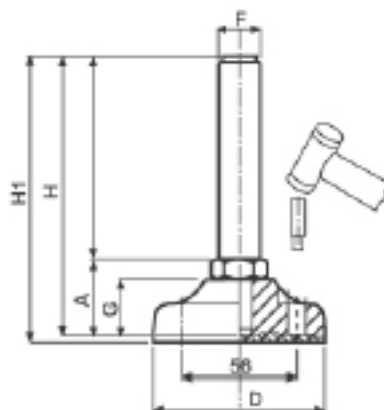
Gráfica

#### Ficha Técnica

- Carga Kgs. Max. 2.500
- Diámetro D m/m 85
- Rosca F M-14 x 100
- H1 m/m 140
- H m/m 137
- G m/m 28
- B m/m 100
- A m/m 37

Dibujo

Imagen  
de Muestra



## CASQUILLO PIE NIVELADOR:



EGAÑA CAUCHO-METAL S.L.U. Paseo Egiburuberrí, 19C  
Errenteria - cp:20100, Gipuzkoa - España  
Tel: [+34] 943 468835 Fax: [+34] 943 460828  
www.eganasi.com

### Casquillos Roscados - Casquillo para Tubo Cuadrado - 17054

#### Casquillos Roscados.

Los casquillos roscados se fabrican en dos modelos diferentes según las necesidades:

Casquillo roscado para tubo cuadrado.

Casquillo roscado para tubo redondo.

Casquillo para Tubo Cuadrado .

Imagen

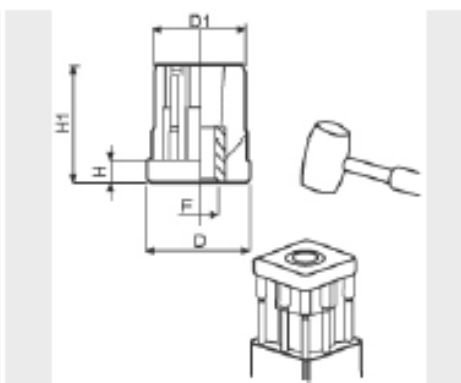
Ficha Técnica



- \* - Carga Máxima 950
- Rosca M-14
- Interno D1 47,5
- Espesor Tubo 1,5
- Externo D 50
- H1 m/m 55
- H m/m 10

Gráfica

Dibujo



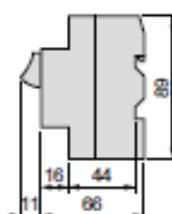
## GUARDAMOTOR:

### CONTROL AND PROTECTION OF ELECTRICAL MOTORS

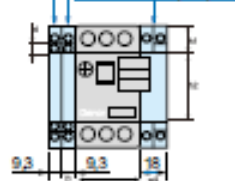
#### THERMOMAGNETIC CIRCUIT BREAKER

**Denor®**

www.denor.com



GV2-AD, AM, AN, AU, AS, AX  
Block GV2-AD, AM, AN  
Block GV2-AU, AS, AX



22

Dimensions (mm)					
H	h1	h2	d	D	
89	16	50	10	9.2	
w1	w2	h1	h2		
44,5	18	22	45		

### THERMOMAGNETIC CIRCUIT BREAKER GV2/GV3

Denor thermal-magnetic motor-circuit-breakers type GV2-M series are designed for control and protection of induction motors from overload, overheat or short circuit. The overload motor protection is carried out by the built in the breaker thermal elements, and the short circuit protection is carried out by the magnetic elements. These magnetic elements allow the adjustment of the current leakage which is 13 times the maximum current of the thermal protection. The overload protection elements include automatic compensation for the ambient temperature changes. In combination with under voltage release the thermal-magnetic breaker GV2-M also provides protection of the motors from fall out of a phase from the power supply. The choice of a suitable protection prevents motor's operation at unusual temperature conditions and guarantees maximum constant operation.

#### FUNCTIONS:

- protects the motor at lack/lowering of the phase voltage (if there is under voltage release)
- used as a protective operating element in control panels of induction motors
- remarkable with high reliability of current characteristics
- possibility for change/choice of the protection current (according to the operating current of the motor)
- automatic compensation of the ambient temperature

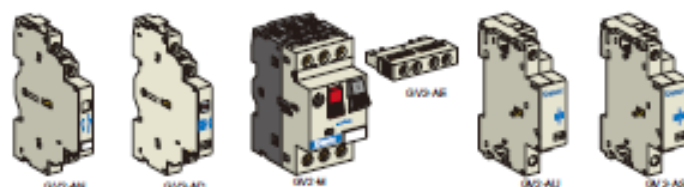
#### TECHNICAL DATA:

- rated operating voltage: up to 690VAC
- rated operating current range: from 0.1 to 80A according to the type in table 1
- insulation voltage: 690V
- surge voltage wear resistance:  $\geq 6000V$
- joining terminal: screw terminal
- electrical wear resistance (number of cycles):  $\geq 1000000$
- mechanical wear resistance (number of cycles):  $\geq 1000000$
- indication for protection activating
- Possibility for range adjustment of the protection activating
- possibility for operation at higher frequency
- possibility for independent operation or as an element of an automation system
- tripping category: class 10A

#### MOUNTING:

- mounting to DIN-rail
- mounting: vertical gradient – maximum  $\pm 5^\circ$
- plastic: wear resistance of UV rays and nonflammable (self-extinguishing material)
- ambient temperature:  $-10^\circ C + 65^\circ C$
- altitude: up to 2000m

Denor code	Rated capacity of three-phase motor in AC-3 category					Instantaneous short-circuit release (A)	Current setting range (A)	Thermal current Ith GV2 protective enclosure (A)
	220V 230V	400V 415V	440V	500V	690V			
GV2-M01	-	-	-	-	-	1.5	0.1 - 0.16	0.16
GV2-M02	-	0.06	0.06	-	-	2.4	0.16 - 0.25	0.25
GV2-M03	0.06	0.09	0.09	-	-	5.0	0.25 - 0.40	0.40
GV2-M04	-	0.12	0.18	-	0.37	8.0	0.40 - 0.63	0.63
GV2-M05	0.09	0.25	0.25	0.37	0.65	13.0	0.63 - 1.00	1
GV2-M06	0.18	0.37	0.37	0.37	0.75	22.5	1 - 1.60	1.6
GV2-M07	0.37	0.75	0.75	1.10	1.60	33.5	1.6 - 2.50	2.5
GV2-M08	0.55	1.10	1.50	1.50	2.20	51.0	2.5 - 4.00	4
GV2-M10	1.10	2.20	2.20	3.00	4.00	76.0	4 - 6.30	6.3
GV2-M14	1.50	3.00	4.00	4.00	5.50	138	6 - 10.0	9
GV2-M16	2.20	5.50	5.50	7.50	9.00	170	9 - 14.0	13
GV2-M20	4.00	7.50	7.50	9.00	15.0	223	13 - 18.0	17
GV2-M21	5.50	9.00	11.0	11.0	18.5	327	17 - 23.0	21
GV2-M22	5.50	11.0	11.0	15.0	22.0	327	20 - 25.0	23
GV2-M32	7.50	15.0	15.0	18.5	22.0	416	24 - 32.0	24
GV3-M40	11.0	18.5	22.0	25.0	33.0	480	25 - 40.0	32
GV3-M63	15.0	30.0	33.0	40.0	55.0	550	40 - 63.0	50
GV3-M80	22.0	40.0	45.0	55.0	63.0	685	55 - 80.0	64





## CAJA GUARDAMOTOR:



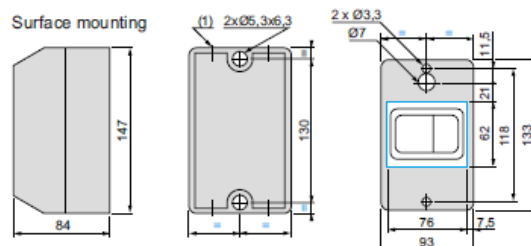
IP degree	Denor code
IP 41	GV2-MC01
IP 55	GV2-MC02

### Waterproof Box GV2-MC for GV2

Specially designed plastic box with silicon screen for increasing the IP code from dust and moisture to IP 55.  
Designed for thermal-magnetic circuit breakers of up to 32A

#### MOUNTING:

- mounting position: vertical gradient – maximum  $\pm 5^\circ$
- mounted to horizontal surfaces (walls) with bolts
- Plastic: wear resistance of UV rays and non-flammable (self-extinguishing material)



## CONMUTADOR-INVERSOR:

Gawe

**CORTE EN CARGA**

INTERRUPTORES Y CONMUTADORES DE LEVAS A5

009

### MODELO ESTÁNDAR PARA EMPOTRAR

descripción				PRECIO									
				calibre 0					calibre 1				
		plcos	eq.	12A	16A	25A	25A	32A	40A	63A	100A	125A	
<b>Conmutadores estrella-triángulo</b>													
	Normal	4	640	A-6400000	A-6401000	A-6402000	A-6402100	A-6403100	A-6404100	A-6406100	A-6407100	-	
				59,31	65,95	78,94	84,24	88,18	109,20	180,84	341,19	-	
	Con retorno	4	641	A-6410000	A-6411000	A-6412000	A-6412100	A-6413100	A-6414100	A-6416100	A-6417100	-	
				67,32	73,03	92,51	99,82	103,65	128,57	208,03	417,78	-	
	Inversor	5	643	A-6430000	A-6431000	A-6432000	A-6432100	A-6433100	A-6434100	A-6436100	A-6437100	-	
				78,80	87,11	104,18	108,43	112,99	140,26	251,39	451,33	-	
	Selector estrella o triángulo	4	647	A-6470000	A-6471000	A-6472000	A-6472100	A-6473100	A-6474100	A-6476100	A-6477100	-	
				64,52	70,51	95,52	100,70	105,79	126,04	238,65	409,92	-	
<b>Inversores</b>													
	Bipolar	2	670	A-6700000	A-6701000	A-6702000	A-6702100	A-6703100	A-6704100	A-6706100	A-6707100	-	
				38,55	45,12	52,08	67,27	70,66	87,59	122,89	232,37	-	
	Tripolar	3	671	A-6710000	A-6711000	A-6712000	A-6712100	A-6713100	A-6714100	A-6716100	A-6717100	-	
				47,48	55,20	63,79	71,78	74,96	93,42	135,78	249,86	-	
	Tripolar con retorno	3	871	A-8710000	A-8711000	A-8712000	A-8712100	-	-	-	-	-	
				52,78	60,50	69,09	77,08	-	-	-	-	-	
<b>Conmutadores de polos 2 velocidades DAHLANDER</b>													
	Simple arrollamiento	4	680	A-6800000	A-6801000	A-6802000	A-6802100	A-6803100	A-6804100	A-6806100	A-6807100	-	
				65,95	71,18	82,28	95,94	99,57	123,77	211,02	372,27	-	
	Simple arrollamiento	4	681	A-6810000	A-6811000	A-6812000	A-6812100	A-6813100	A-6814100	A-6816100	A-6817100	-	
				65,95	71,18	82,28	95,94	99,57	123,77	211,02	372,27	-	
	Inversor	7	682	A-6820000	A-6821000	A-6822000	A-6822100	A-6823100	A-6824100	A-6826100	A-6827100	-	
				88,26	95,06	109,60	125,53	129,82	160,83	302,10	524,33	-	
<b>Conmutadores de polos 3 velocidades</b>													

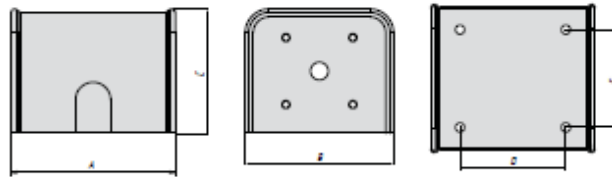
CAJA CONMUTADOR-INVERSOR:

Cajas de chapa IP40

descripción	dimensiones					referencia	precio
	A	B	C	D	E		
Calibre 0, 1 a 4 pisos	87	70	70	60	44	AK0901000E	18,50
Calibre 0, 1 a 6 pisos	103	93	82	80	67	AK0901000	19,15
Calibre 1 (hasta 40A) 1 a 4 pisos	103	93	82	80	67	AK0902001	20,04
Calibre 1 (hasta 40A) 5 y 6 pisos	128	90	88	98	59	AK0903001	30,90



Dimensiones



ARANDELA ISO7092 M12:

DIN 433 sim. UNI 6592 EN ISO 7092

Rondella piana per vite testa cilindrica con cava esagonale

DIN 433 sim. UNI 6592 EN ISO 7092

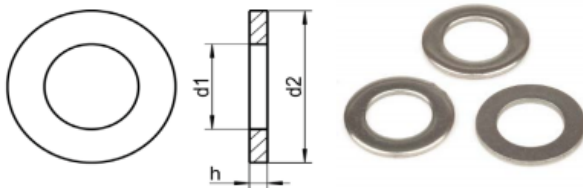
Plain washer for hexagon socket head cap screw

Disponibile  
Available

AISI 304/A2



AISI 316/A4



d2	3	3,5	4,5	5	6	7
h	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5
d1	1,5	1,7	2,2	2,7	3,2	3,7
per/for	M1,4	M1,6	M2	M2,5	M3	M3,5

d2	8	9	11	15	18	20
h	0,5	1	1,6	1,6	1,6	2
d1	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13
per/for	M4	M5	M6	M8	M10	M12

## TUERCA AUTOBLOCANTE ISO 7040 M12:

**DIN 982 sim. UNI 7473 EN ISO 7040**

Dado esagonale autofrenante con inserto non metallico

***DIN 982 sim. UNI 7473 EN ISO 7040***

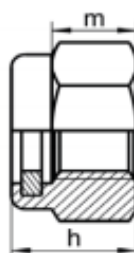
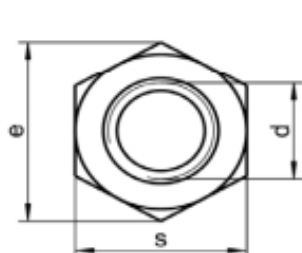
*Prevailing torque type hexagon nut, with non-metallic insert*

Disponibile  
Available

Aisi 304 / A2



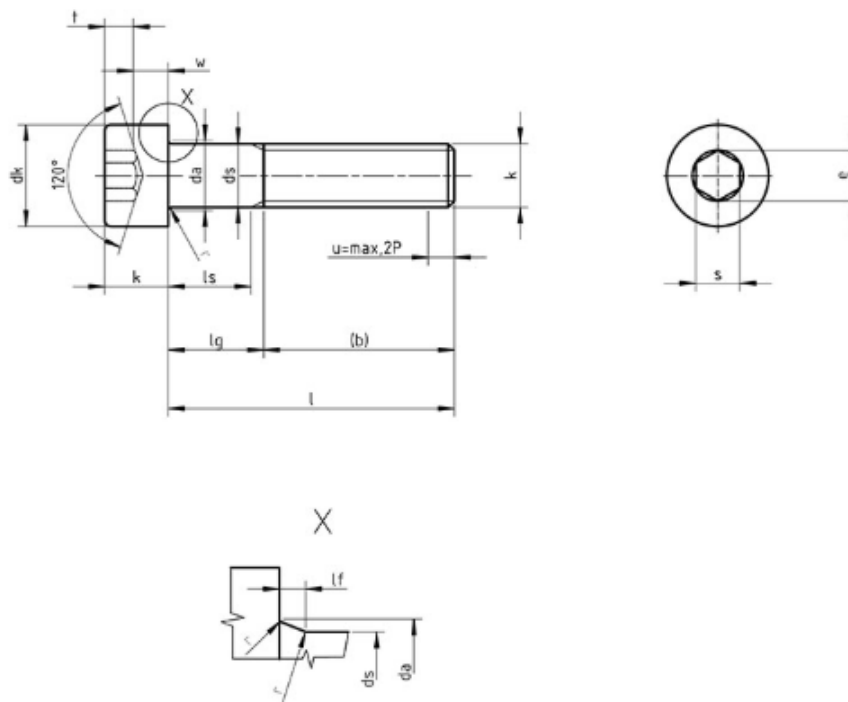
Aisi 316 / A4



m	3,6	4,4	4,9	6,44	8,04
h	6	6,3	8	9,5	11,5
s	7	8	10	13	17
e	7,66	8,79	11,05	14,38	18,9
	7	8	10	13	17
d	M4	M5	M6	M8	M10

m	10,37	12,1	14,1	16,9	20,2
h	14	16	18	22	28
s	19	22	24	30	36
e	21,1	24,49	26,75	32,95	39,55
	19	22	24	30	36
d	M12	M14	M16	M20	M24

## TORNILLO ISO 4762 M8 y M6:



								dimensions in mm					
Thread d		M1,6	M2	M2,5	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16
P		0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2
b		15	16	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44
dk	max.	3,00	3,80	4,50	5,50	7,00	8,50	10,00	13,00	16,00	18,00	21,00	24,00
	max. for grooved head	3,14	3,98	4,68	5,68	7,22	8,72	10,22	13,27	16,27	18,27	21,33	24,33
	min.	2,86	3,62	4,32	5,32	6,78	8,28	9,78	12,73	15,73	17,73	20,67	23,67
da	max.	2	2,6	3,1	3,6	4,7	5,7	6,8	9,2	11,2	13,7	15,7	17,7
ds	max.	1,60	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00	10,00	12,00	14,00	16,00
	min.	1,46	1,86	2,36	2,86	3,82	4,82	5,82	7,78	9,78	11,73	13,73	15,73
e	min.	1,733	1,733	2,303	2,873	3,443	4,583	5,723	6,863	9,149	11,429	13,716	15,996
h	max.	0,34	0,51	0,51	0,51	0,6	0,6	0,68	1,02	1,02	1,45	1,45	1,45
k	max.	1,60	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,0	8,00	10,00	12,00	14,00	16,00
	min.	1,46	1,86	2,36	2,86	3,82	4,82	5,7	7,64	9,64	11,57	13,57	15,57
r	min.	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,25	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6
s	nominal	1,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14
	max.	1,58	1,58	2,08	2,58	3,08	4,095	5,14	6,14	8,175	10,175	12,212	14,212
	min.	1,52	1,52	2,02	2,52	3,02	4,020	5,02	6,02	8,025	10,025	12,032	14,032
t	min.	0,7	1	1,1	1,3	2	2,5	3	4	5	6	7	8
v	max.	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6
dw	min.	2,72	3,48	4,18	5,07	6,53	8,03	9,38	12,33	15,33	17,23	20,17	23,17
w	min.	0,55	0,55	0,85	1,15	1,4	1,9	2,3	3,3	4	4,8	5,8	6,8

TORNILLO PRISIONERO ISO4026:

# DIN 913 - sim. ISO 4026

Viti senza testa (grani) esagono incassato con punta piana  
hexagon socket set screws with flat point

disponibile in A2 / A4

available in A2 / A4

P <sup>1)</sup>	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	3	
dp	max.	1	1,5	2	2,5	3,5	4	5,5	6,64	8,14	9,64	11,57	14,57	16,57	17,57
	min.	0,75	1,25	1,75	2,25	3,2	3,7	5,2	7	8,5	10	12	15	17	18
t min.	3)	0,8	1,2	1,2	1,5	2	2	3	4	4,8	5,6	6,4	8	9	10
	4)	1,7	2	2	2,5	3	3,5	5	6	8	9	10	12	13,5	15
s	nominal	0,9	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	6	8	10	12	12
	min.	0,889	1,27	1,52	2,02	2,52	3,02	4,02	5,02	6,02	6,02	8,025	10,025	12,032	12,032
	max.	0,902	1,295	1,545	2,045	2,56	3,08	4,095	5,095	6,095	6,095	8,115	10,115	12,142	12,142
e min. <sup>2)</sup>	1,003	1,427	1,73	2,30	2,87	3,44	4,58	5,72	6,86	6,86	9,15	11,43	13,72	13,72	
d	M2	M2,5	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	M20	(M22)	M24	

Le misure tra parentesi sono sconsigliate / *Sizes in parentheses should be avoided if possible.*

<sup>1)</sup> P = è il passo del filetto / *P = is the pitch of the thread.*

<sup>2)</sup> e min = 1,14 s min; tranne che per M2 e M2,5 / *except for the sizes M2 e M2,5*

<sup>3)</sup> Per viti con lunghezza nominale sopra la linea tratteggiata / *for screws with nominal lenght above the dotted line*

<sup>4)</sup> Per viti con lunghezza nominale sotto la linea tratteggiata / *for screws with nominal lenght below the dotted line*

Poiché i grani non hanno la testa, i test di qualità non prevedono la misurazione della resistenza. Pertanto i nostri produttori seguono la norma ISO 3506-3 con classe 12H.

The Set screws do not have the head and quality tests do not provide for the measurement of resistance. Therefore our producers follow the ISO 3506-3 class 12H

last edit 03/07/2019 Pag. 1/2

DRAWING N. 1029

# TORNILLO ISO 10642 M8X35:

07175 Tornillos avellanados con hexágono interior DIN EN ISO 10642

norelem

Descripción del artículo/Imágenes del producto



## Descripción

### Material:

Acero o acero inoxidable (A 2).

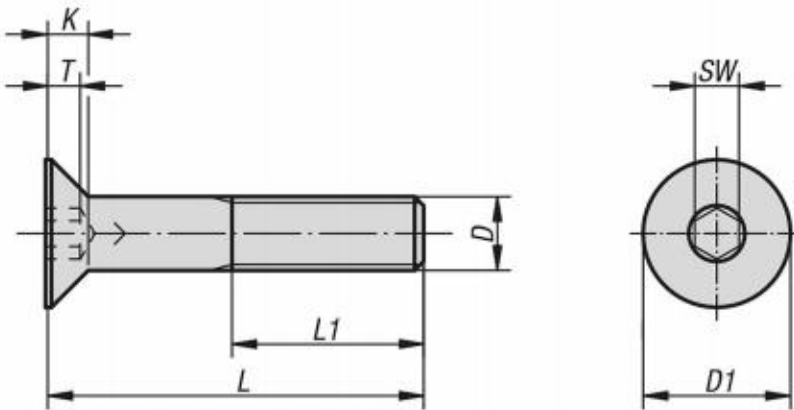
### Versión:

Acero con clase de resistencia 8.8, negro o cincado mediante procedimiento galvánico.

Acero con clase de resistencia 10.9, negro.

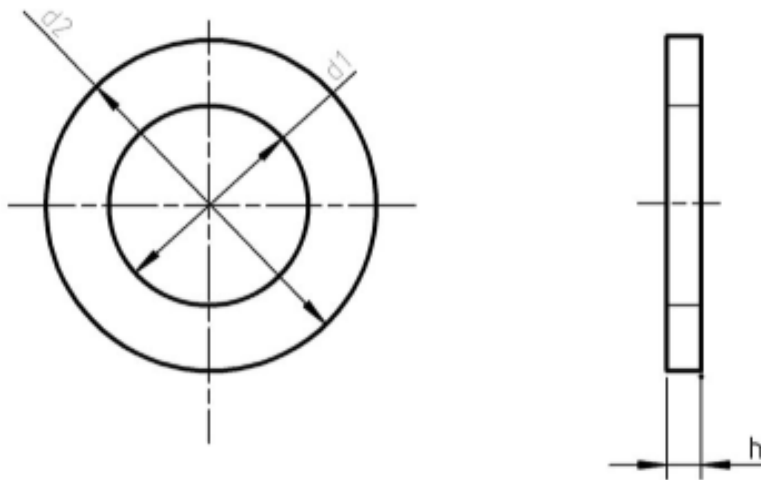
Acero inoxidable A 2-70, acabado natural.

Planos



Referencia	Material del cuerpo de base	Color del cuerpo de base	Clase de resistencia	D	L	L1 min.	K	T	D1	SW
07175-06X35	Acero	negro	8.8	M6	35	18	3,3	2,5	12	4
07175-06X40	Acero	negro	8.8	M6	40	18	3,3	2,5	12	4
07175-06X45	Acero	negro	8.8	M6	45	18	3,3	2,5	12	4
07175-06X50	Acero	negro	8.8	M6	50	18	3,3	2,5	12	4
07175-06X60	Acero	negro	8.8	M6	60	18	3,3	2,5	12	4
07175-08X16	Acero	negro	8.8	M8	16	22	4,4	3,5	16	5
07175-08X20	Acero	negro	8.8	M8	20	22	4,4	3,5	16	5
07175-08X25	Acero	negro	8.8	M8	25	22	4,4	3,5	16	5
07175-08X30	Acero	negro	8.8	M8	30	22	4,4	3,5	16	5
07175-08X35	Acero	negro	8.8	M8	35	22	4,4	3,5	16	5
07175-08X40	Acero	negro	8.8	M8	40	22	4,4	3,5	16	5
07175-08X45	Acero	negro	8.8	M8	45	22	4,4	3,5	16	5

## ARANDELA ISO7098 M8:



### Legend:

d1 - Inner diameter  
d2 - Outer diameter  
S - Washer width

### Makings:

Steel: 140HV, 200HV, 300HV  
Stainless: A2, A4  
Plastic: Plastic Pa  
Non Ferrous: Brass, Aluminium  
Thread: -

### Notes:

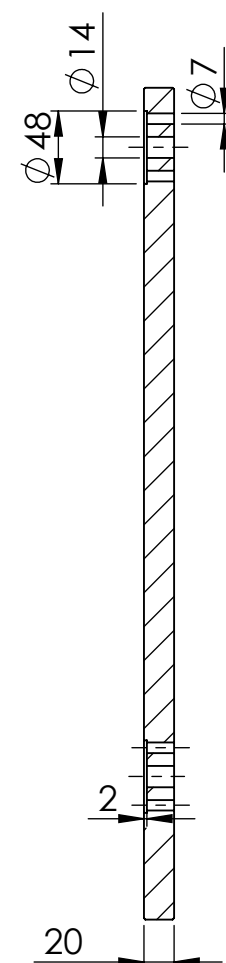
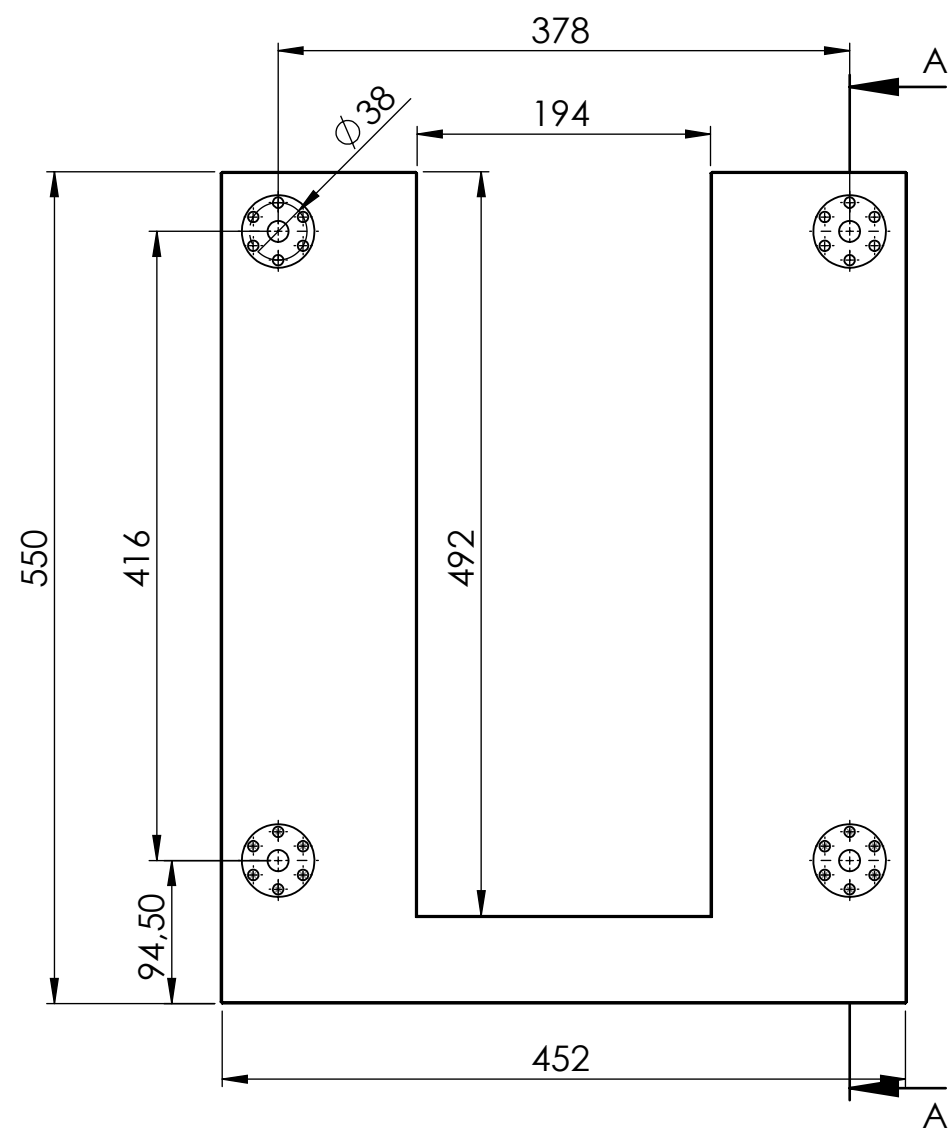
-

Table according to DIN 125:

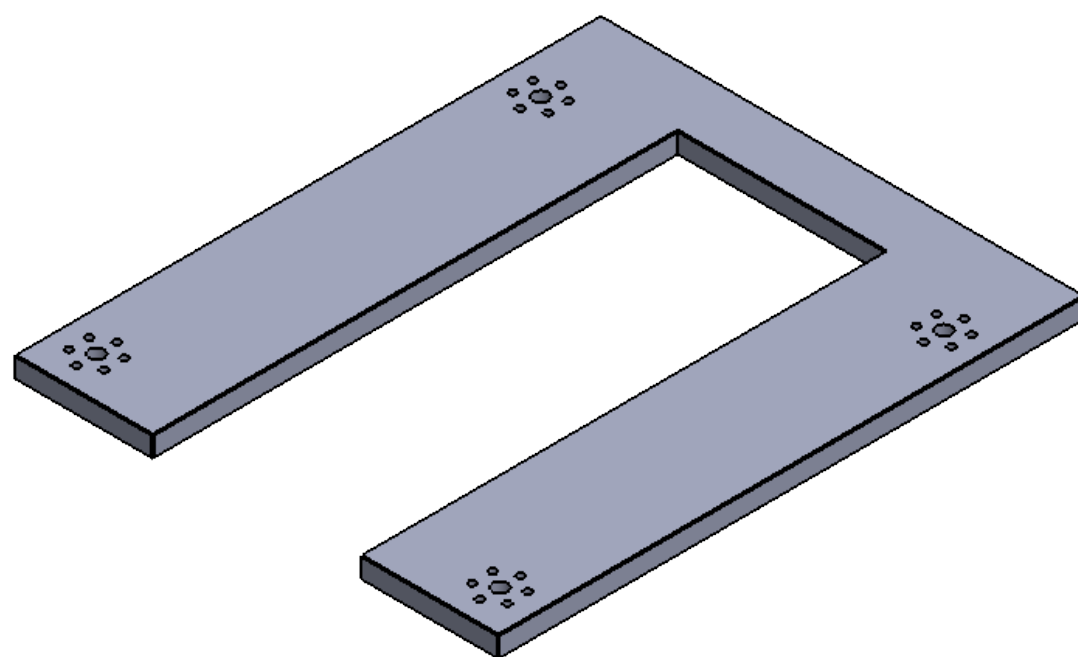
dimensions in mm								
Size	For thread	d1 min.	d1 max.	d2 min.	d2 max.	h min.	h max.	weight kg/1000pcs
1,7	M1,6	1,7	1,84	3,7	4	0,25	0,35	0,024
1,8	M1,7	1,8	1,94	4,2	4,5	0,25	0,35	0,031
2,2	M2	2,2	2,34	4,7	5	0,25	0,35	0,037
2,5	M2,3	2,5	2,64	5,7	6	0,45	0,55	0,092
2,7	M2,5	2,7	2,84	5,7	6	0,45	0,55	0,088
2,8	M2,6	2,8	2,94	6,64	7	0,45	0,55	0,127
3,2	M3	3,2	3,38	6,64	7	0,45	0,55	0,119
3,7	M3,5	3,7	3,88	7,64	8	0,45	0,55	0,155
4,3	M4	4,3	4,48	8,64	9	0,7	0,9	0,308
5,3	M5	5,3	5,48	9,64	10	0,9	1,1	0,443
6,4	M6	6,4	6,62	11,57	12	1,4	1,8	1,02
7,4	M7	7,4	7,62	13,57	14	1,4	1,8	1,39
8,4	M8	8,4	8,62	15,57	16	1,4	1,8	1,83
10,5	M10	10,5	10,77	19,48	20	1,8	2,2	3,57
13	M12	13	13,27	23,48	24	2,3	2,7	6,27

## **2 Planos de fabricación**





SECCIÓN A-A



Todos los chaflanes 1x45

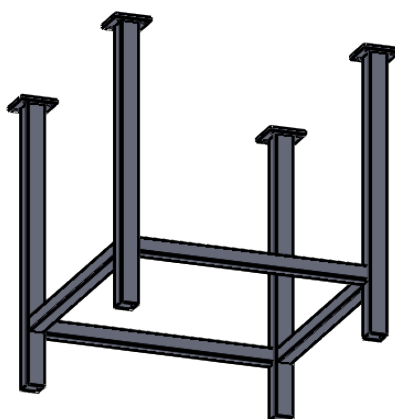
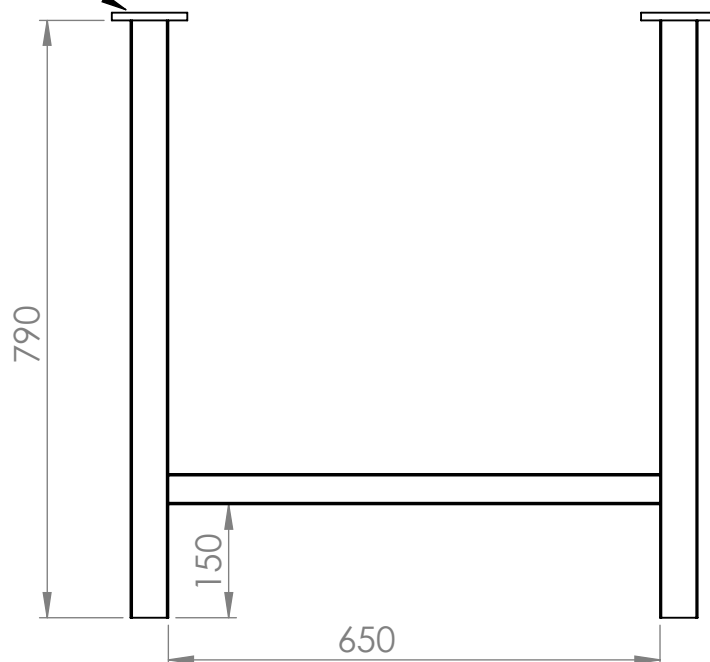
DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	22/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	1
ESCALA	Nº PLANO
1:5	1

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Placa-empuje

Chapa 1



DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	26/03/2020
MATERIAL	Perfil en frío 50x50x2
CANTIDAD	1

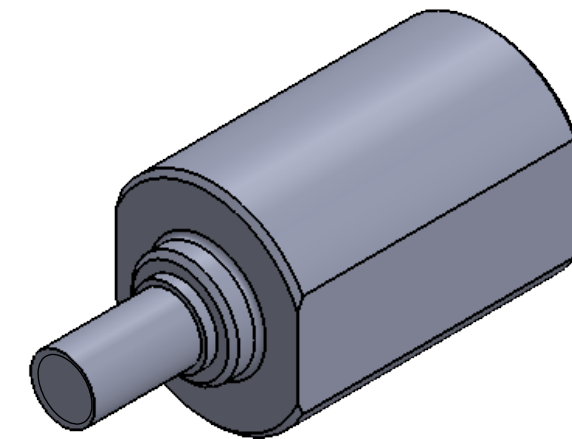
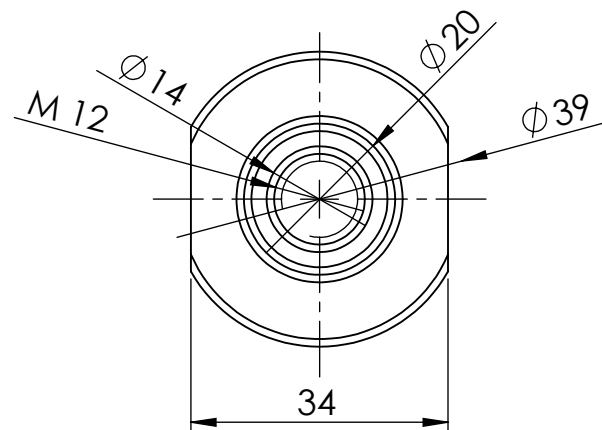
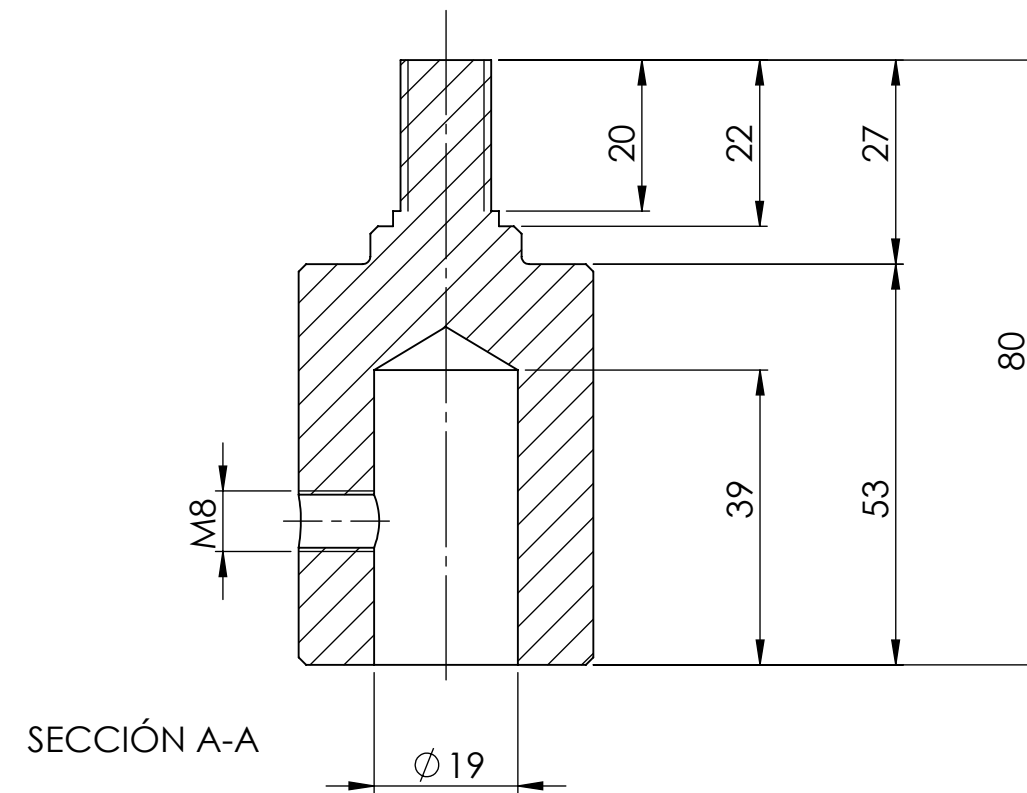
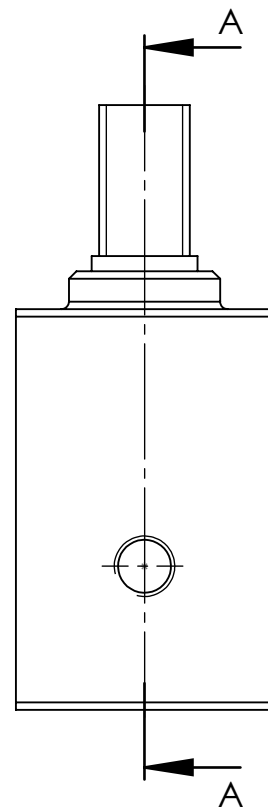
ESCALA  
1:10

Nº PLANO  
2

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Bastidor bancada



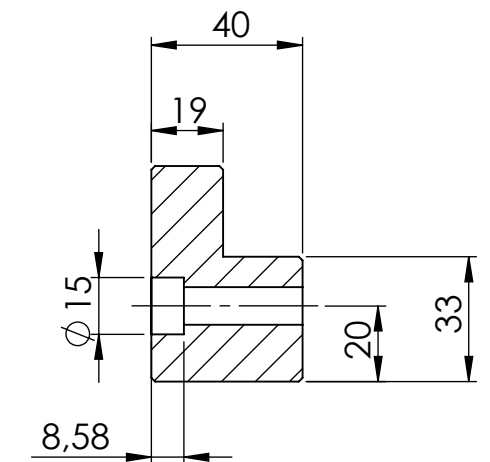
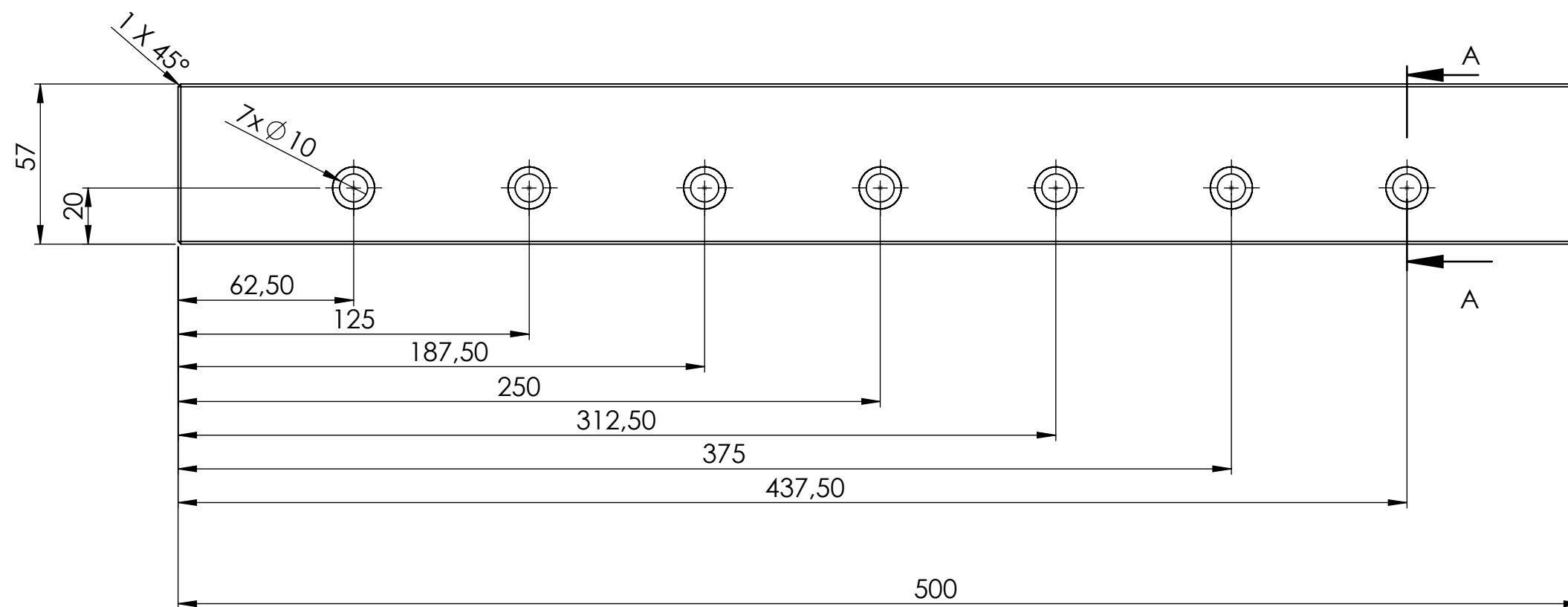
Todos los chaflanes 1x45

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	31/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	1
ESCALA 1:1	Nº PLANO 3

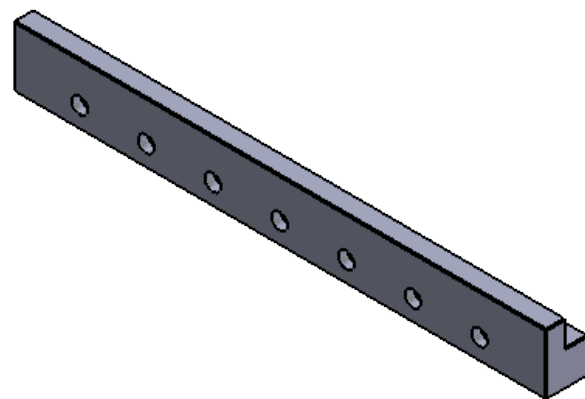
**upna**

Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
bujes disco 14



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2

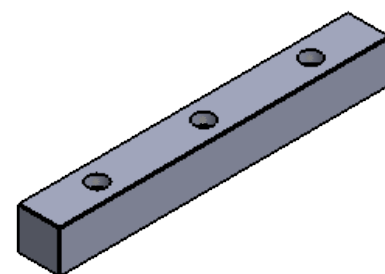
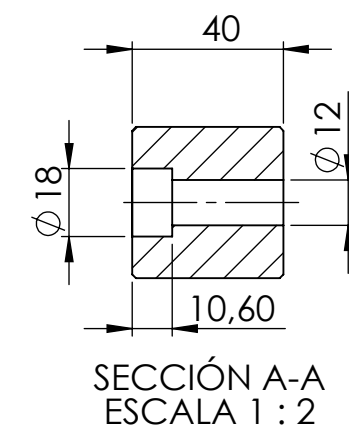
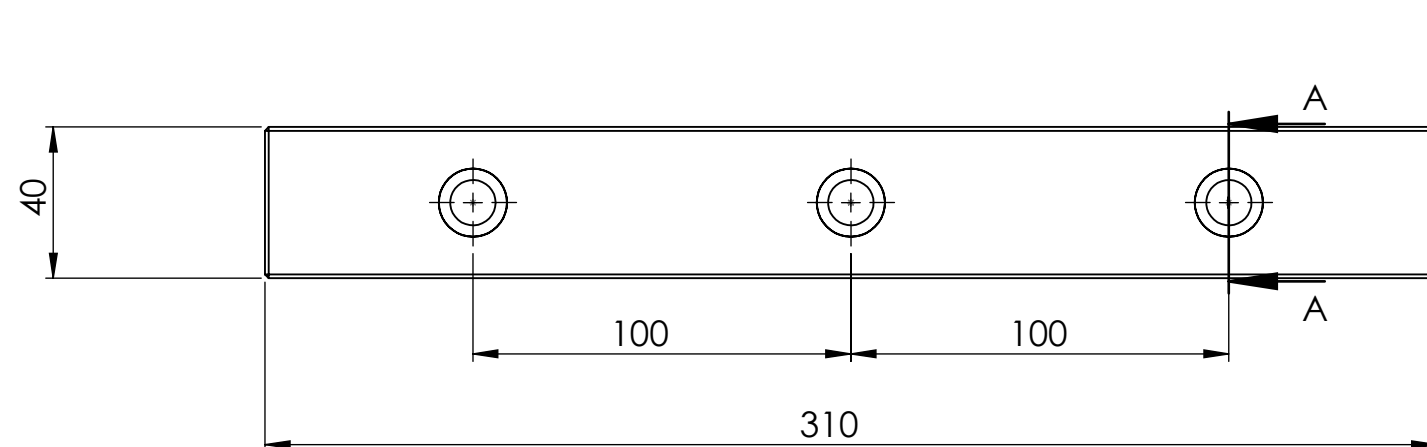


DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	19/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	2
ESCALA 1:2	Nº PLANO 4

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
guia inferior



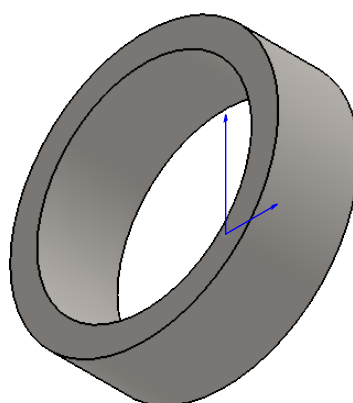
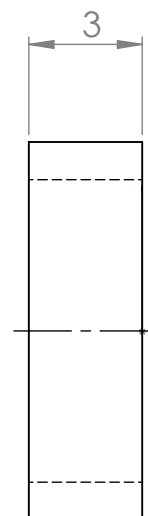
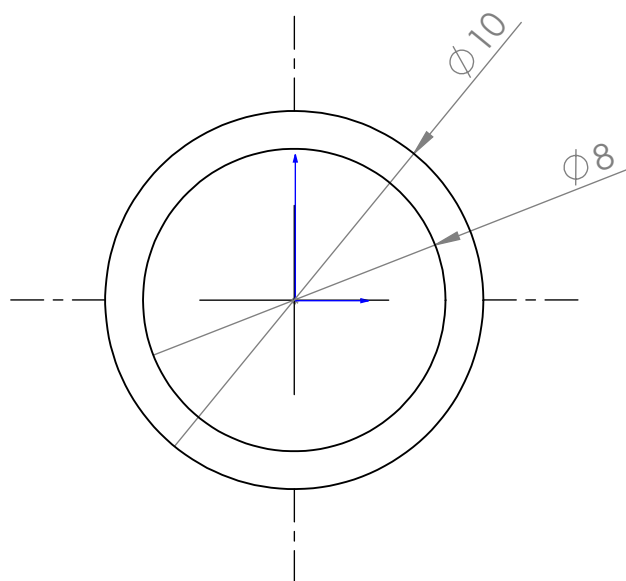
Todos los chaflanes 1x45

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	16/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	1
ESCALA 1:2	Nº PLANO 5

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
guia tope trasero



DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	16/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	2

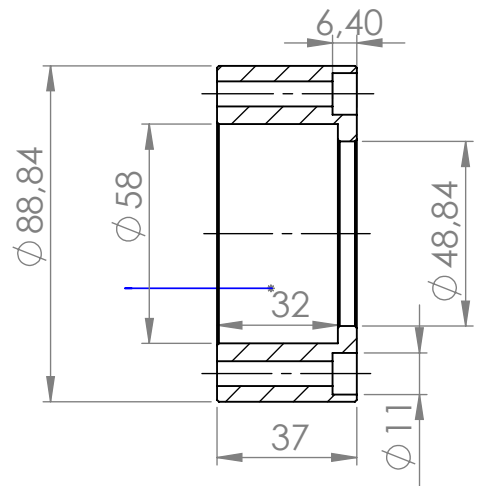
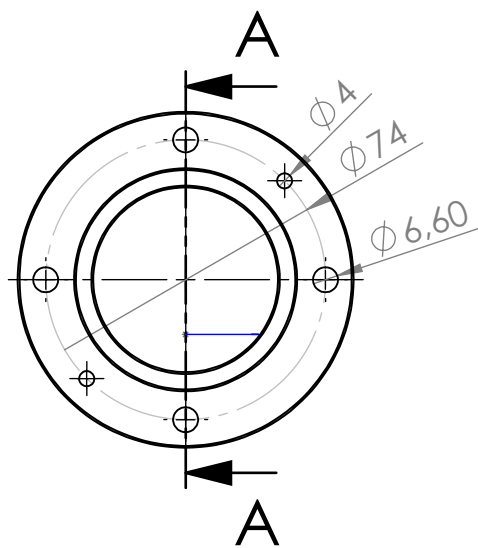
ESCALA  
5:1

Nº PLANO  
6

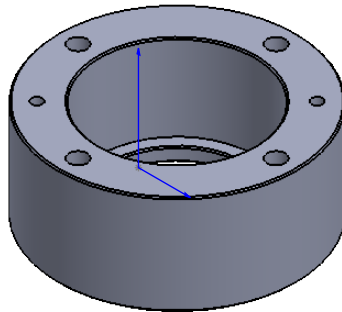
upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
separador rodillo tensor



SECCIÓN A-A

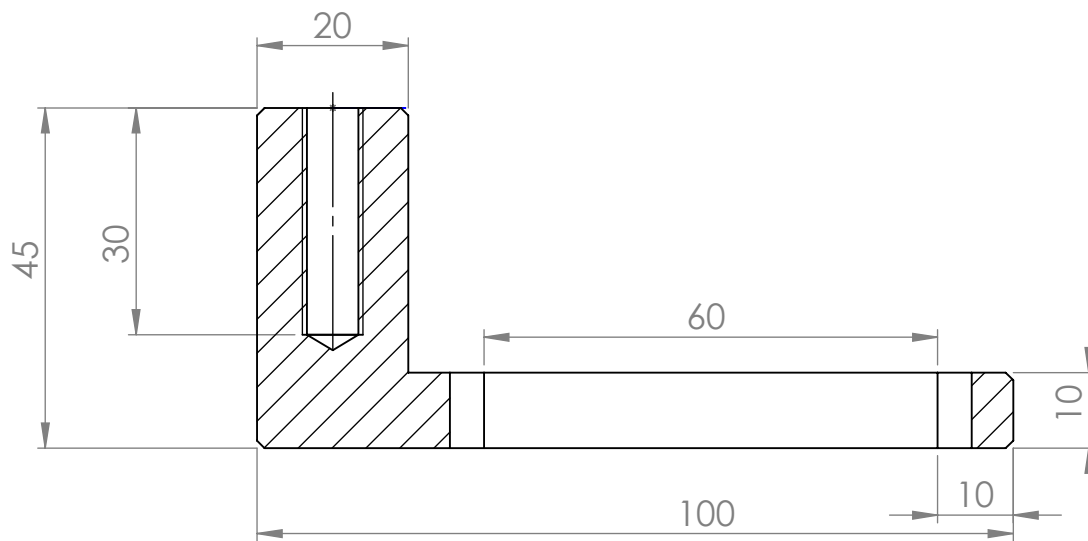
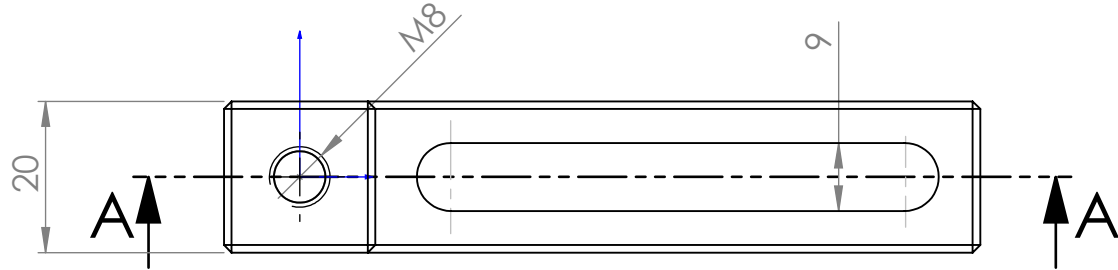


DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	20/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	4
ESCALA 1:2	Nº PLANO 7

upna

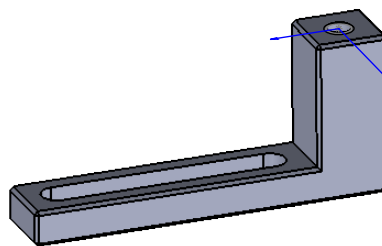
Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
soporte rodamiento



## SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 1



DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	31/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	1

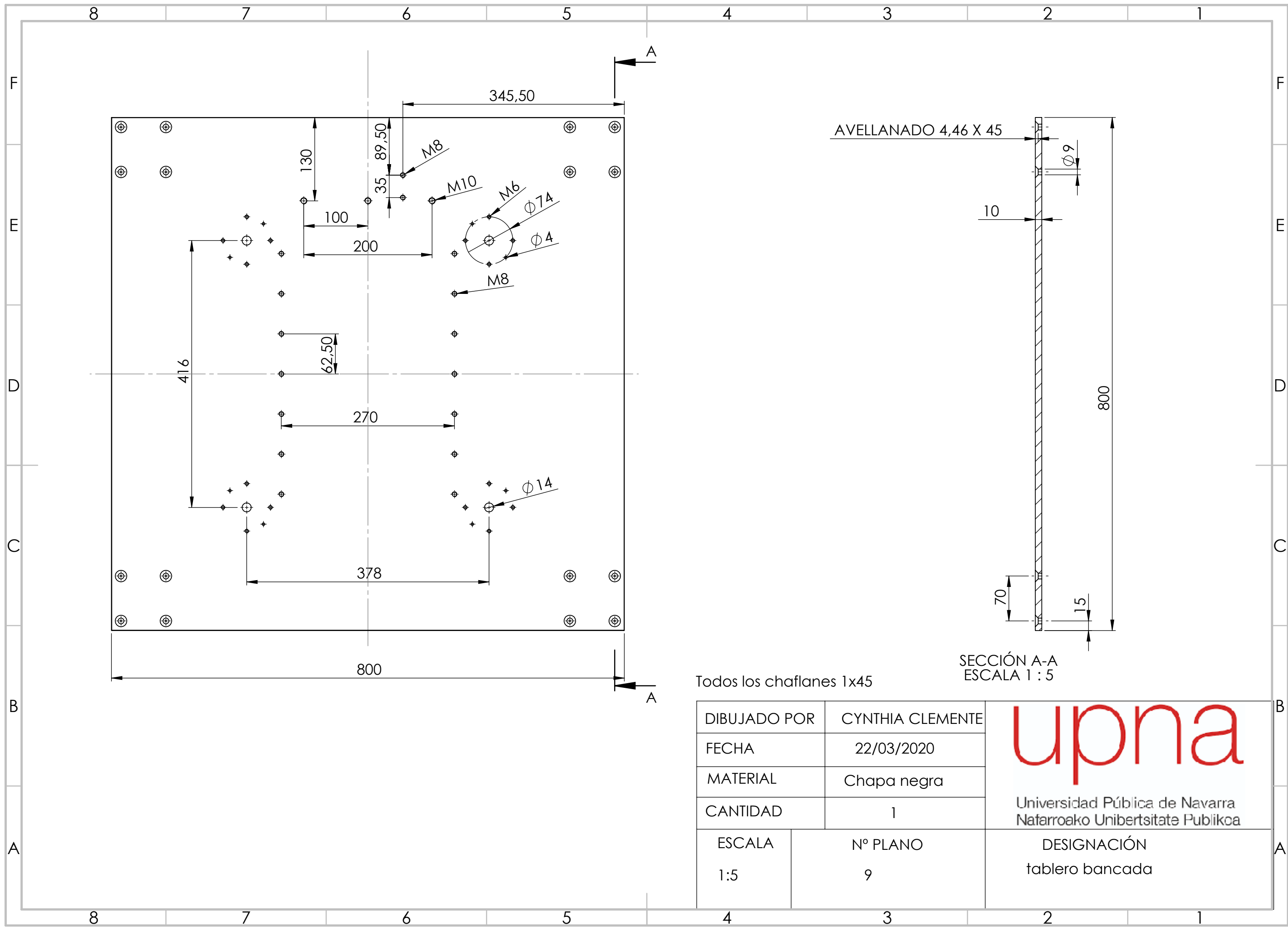
upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

ESCALA 1:1	Nº PLANO 8
---------------	---------------

DESIGNACIÓN  
soporte rodillo tensor





Todos los chaflanes 1x45

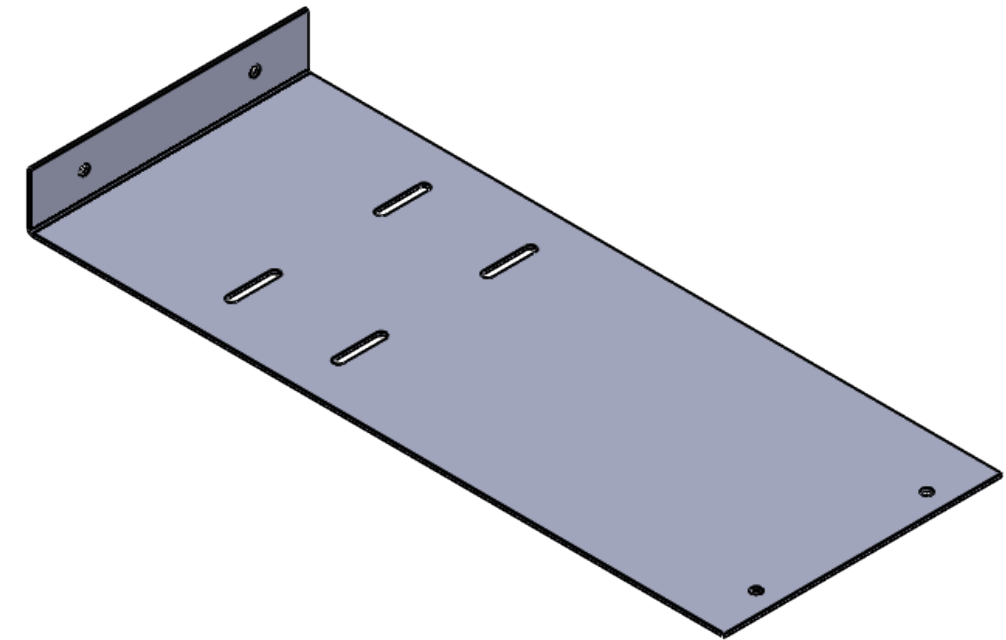
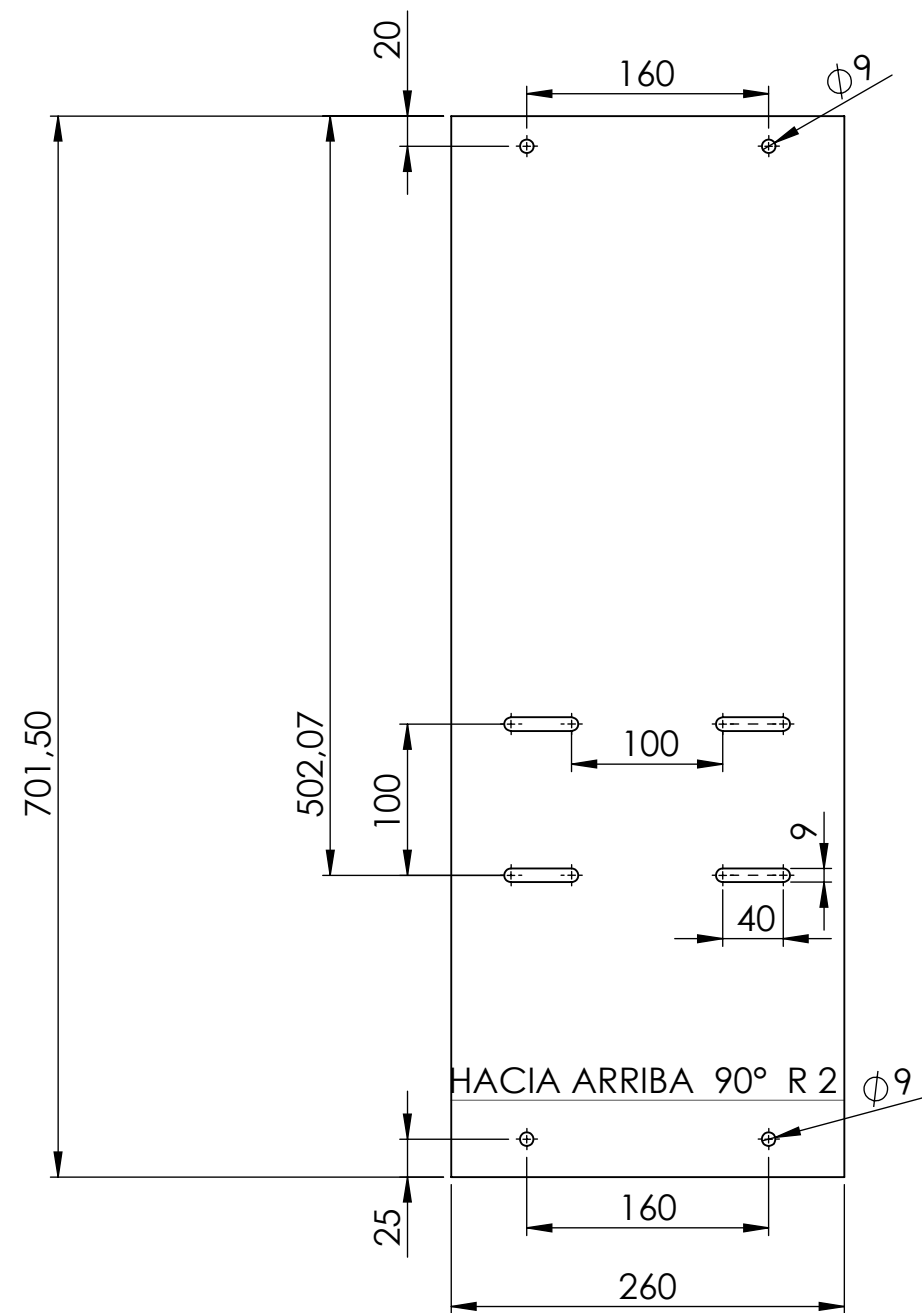
DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	22/03/2020
MATERIAL	Chapa negra
CANTIDAD	1
ESCALA	Nº PLANO
1:5	9

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

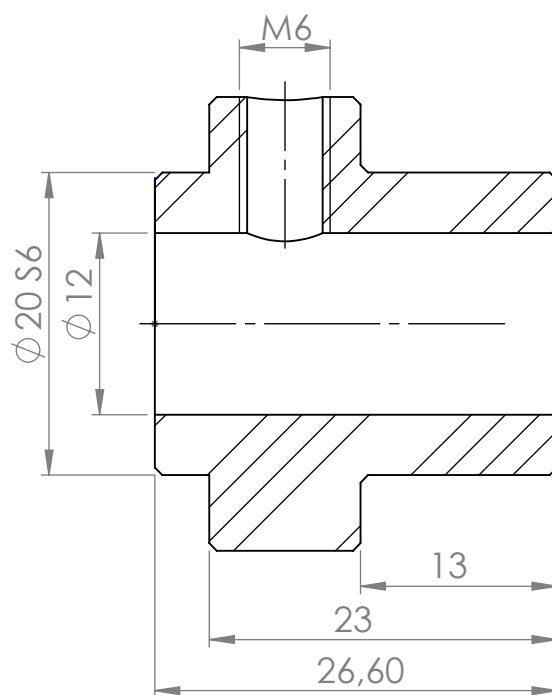
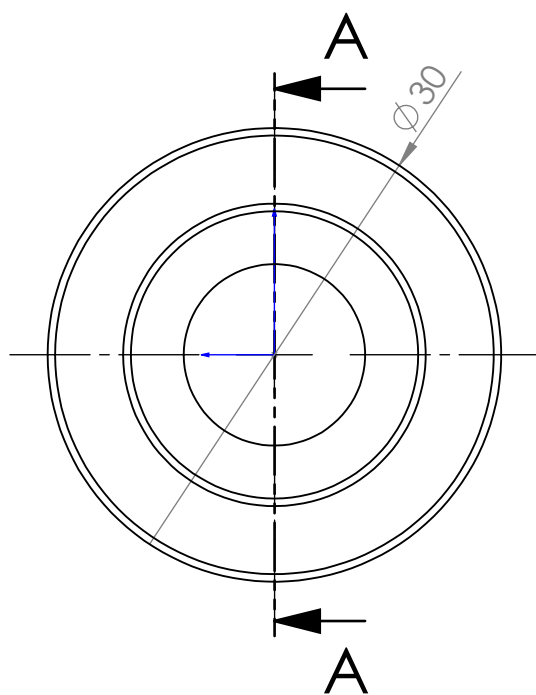
DESIGNACIÓN

tablero bancada

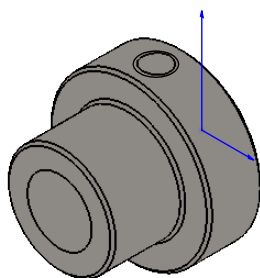


Espesor 3mm

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE	 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
FECHA	16/03/2020	
MATERIAL	Chapa blanca	
CANTIDAD	1	
ESCALA	Nº PLANO	DESIGNACIÓN Chapa plegada soporte motor
1:5	10	



SECCIÓN A-A



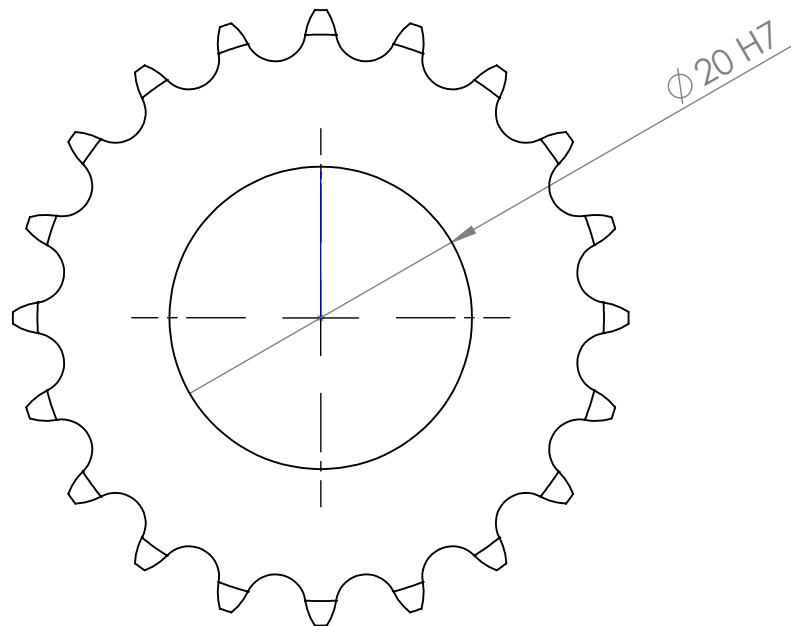
Todos los chaflanes 0,5x45

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	24/03/2020
MATERIAL	S275JR
CANTIDAD	1
ESCALA	Nº PLANO
2:1	11

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Moyu



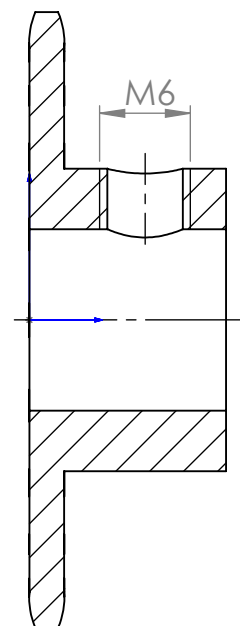
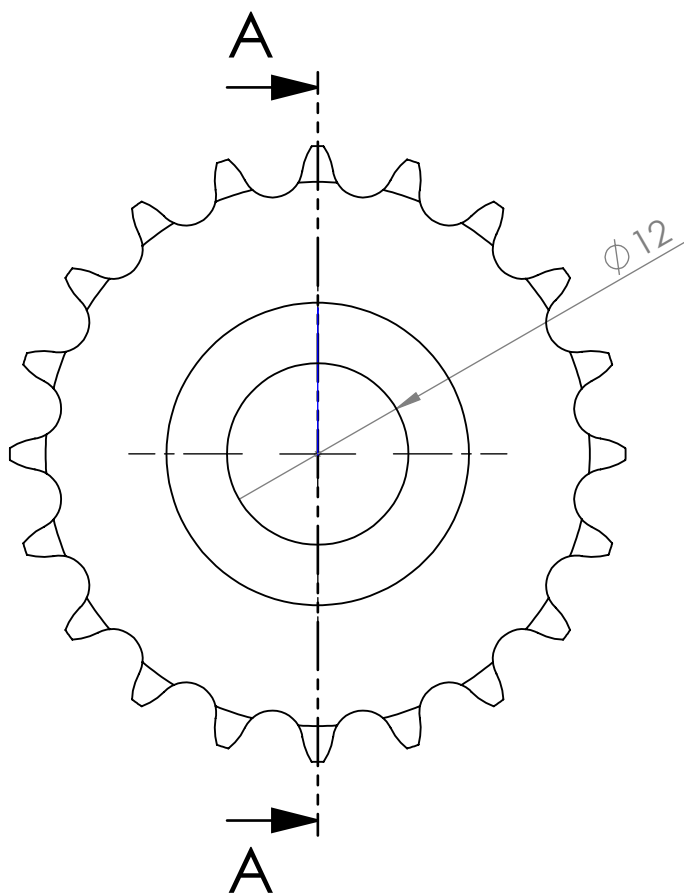
CAUSER Z206(4B1)D CSR  
(Disco Z=20 4B1 ISO/R 606 fabricante CAUSER)

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	17/03/2020
MATERIAL	
CANTIDAD	2
ESCALA 2:1	Nº PLANO 12

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Disco Z=20



SECCIÓN A-A

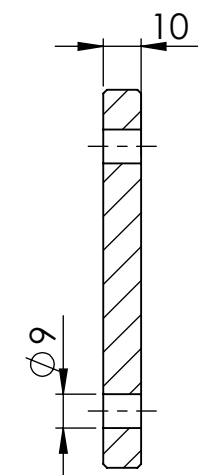
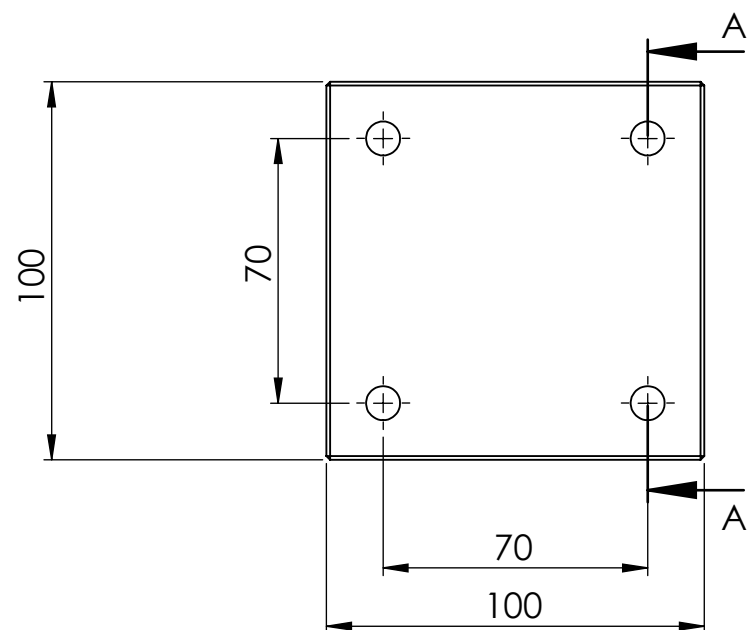
CAUSER Z20 6 (4B1)P CSR  
(Piñón Z=20 4B1 ISO/R 606 fabricante CAUSER)

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	17/03/2020
MATERIAL	
CANTIDAD	3
ESCALA 2:1	Nº PLANO 13

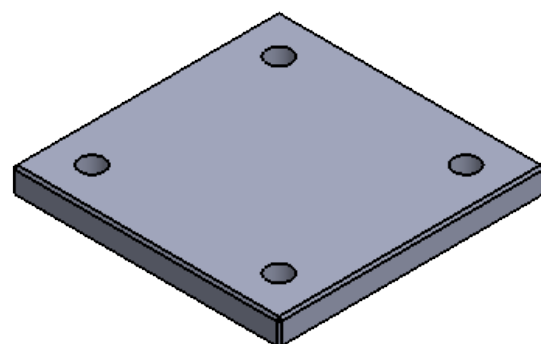
upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarracako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Piñón Z=20

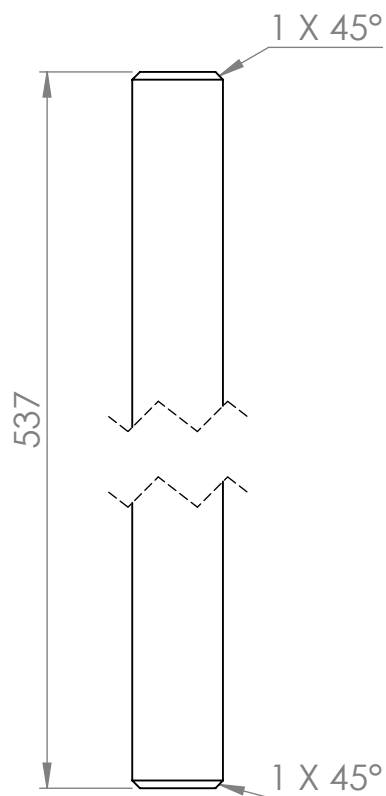


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2



Todos los chaflanes 1x45

DIBUJADO POR		CYNTHIA CLEMENTE	 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
FECHA		22/03/2020	
MATERIAL		Chapa negra	
CANTIDAD		4	
ESCALA	Nº PLANO		DESIGNACIÓN
1:2	14		Chapa 1



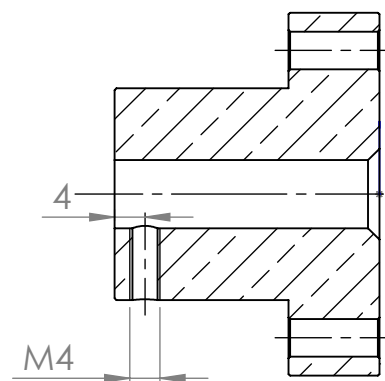
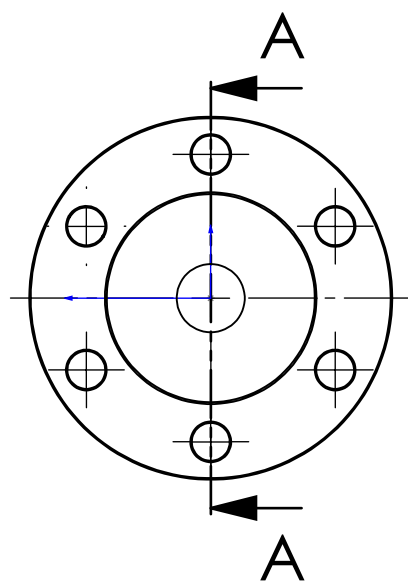
Husillo trapezoidal RTS 1203 (diámetro 12 paso 3)

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	27/03/2020
MATERIAL	1.0503
CANTIDAD	4
ESCALA 1:1	Nº PLANO 14

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
husillo



SECCIÓN A-A

Mecanizado tornillo prisionero a partir  
de tuerca TERCNOPOWER NFEFM123

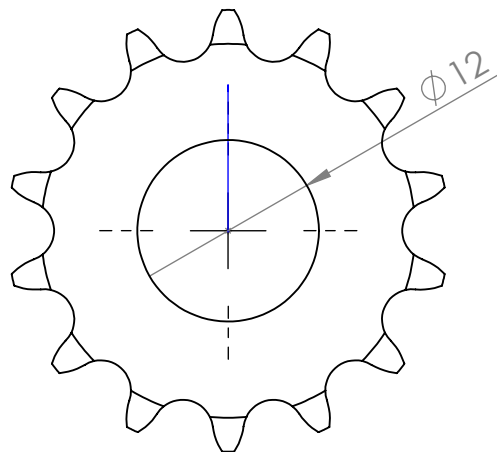
DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	22/03/2020
MATERIAL	
CANTIDAD	4
ESCALA 1:1	Nº PLANO 15

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Tuerca-soporte





CAUSER Z14 6 (4B1)D CSR  
(Disco Z=20 4B1 ISO/R 606 fabricante CAUSER)

DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	24/03/2020
MATERIAL	
CANTIDAD	1

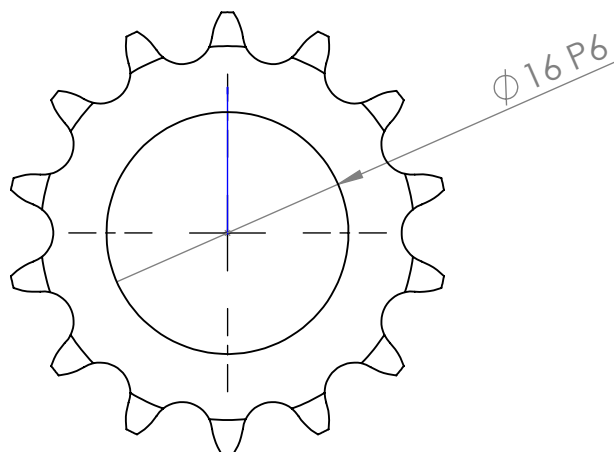
upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

ESCALA 2:1	Nº PLANO 16
---------------	----------------

DESIGNACIÓN

Disco Z=14 motorreductora



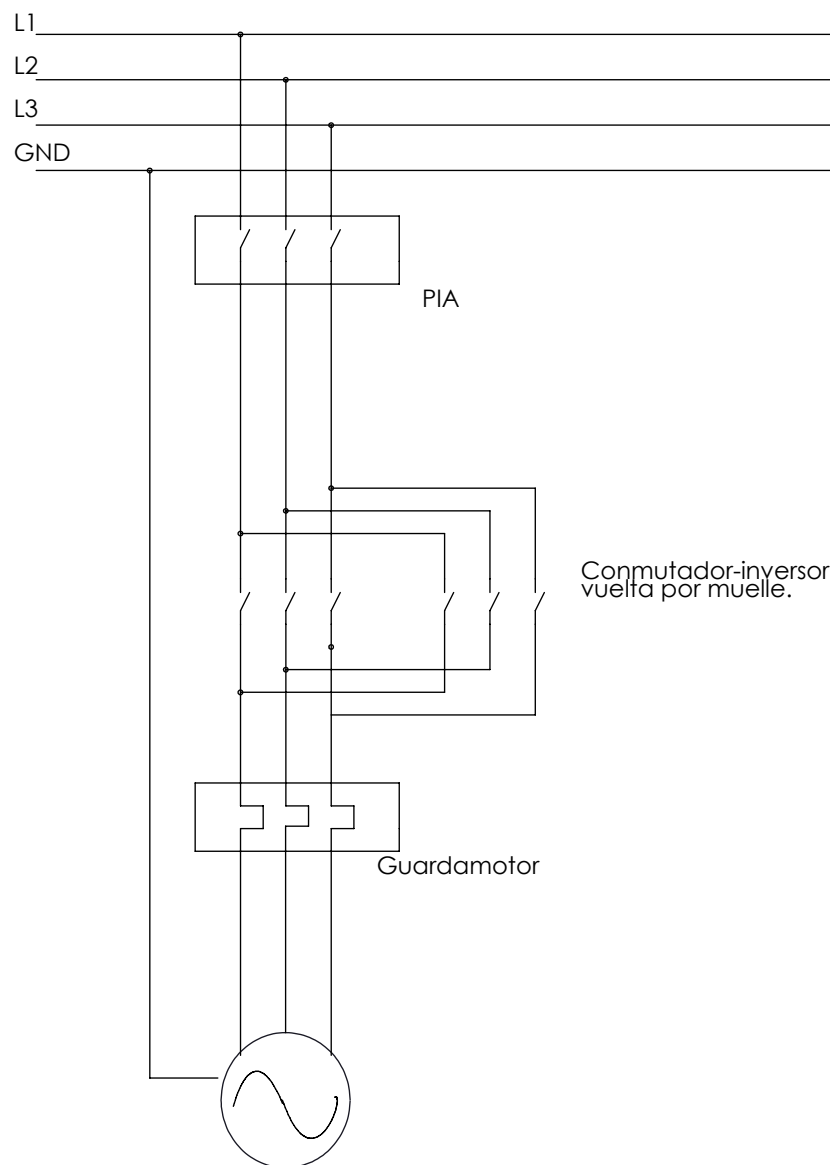
CAUSER Z14 6 (4B1)D CSR  
Disco Z=14 4B1 ISO/R 606 fabricante CAUSER

B	DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
	FECHA	24/03/2020
	MATERIAL	
	CANTIDAD	1
A	ESCALA 2:1	Nº PLANO 17

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarrako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Disco Z=14 rodillo tensor



DIBUJADO POR	CYNTHIA CLEMENTE
FECHA	30/03/2020
MATERIAL	
CANTIDAD	
ESCALA	Nº PLANO 18

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

DESIGNACIÓN  
Esquema eléctrico